

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-288479

(43)Date of publication of application : 27.10.1998

(51)Int.Cl.

F28D 9/02

F25C 1/00

(21)Application number : 09-097392

(71)Applicant : DAIKIN IND LTD

(22)Date of filing : 15.04.1997

(72)Inventor : IIJIMA TOSHIHIRO

KEMA TAISEI

TANAKA JUNICHIRO

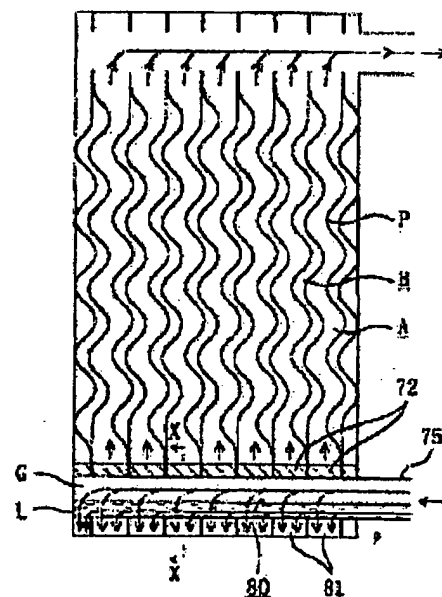
## (54) HEAT EXCHANGER

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To attain an excellent flow-dividing performance even in the case of two phases of gas and liquid by a constitution wherein a flow-dividing passage for leading to each flow passage a fluid in the state of two phases of gas and liquid which flows in from an introducing piping is formed between the introducing piping and the flow passages and an inflow port making the flow-dividing passage communicate with each flow passage is provided in the lower part of the flow-dividing passage.

**SOLUTION:** At a position corresponding to a refrigerant introducing piping 75, a cylindrical flow-dividing passage 80 of which the diameter is equal to that of a first opening is formed inside sealings 12 and an opening part of each sealing 72 forms an inflow port 81 from the flow-dividing passage 80 to each refrigerant flow passage A. This inflow port 81 is provided in the lower part of the flow-dividing passage 80 and makes the bottom part of the flow-dividing passage 80 communicate with the refrigerant passage A. A refrigerant flowing into the flow-dividing passage 80 is brought to a state of separated flow wherein a gas refrigerant G is positioned above and a liquid refrigerant L below and it passes the inflow port 81 downward and flows into each refrigerant flow passage A. According to this constitution, a liquid fluid gets easily on the flow of a gas fluid and flows easily into each flow passage and thus a flow-dividing performance can be improved.

50



\* NOTICES \*

JP0 and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

DETAILED DESCRIPTION

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention]This invention relates to a heat exchanger and relates to improvement in the diversion-of-river performance of the fluid concerned in case at least one side flows into a heat exchanger with a gas-liquid two phase state among the fluids which perform heat exchange especially.

[0002]

[Description of the Prior Art]Conventionally, various kinds of heat exchangers are used in the conditioner, a freezer, a refrigeration device, etc. The overall heat transfer coefficient of plate type heat exchanger is large among those heat exchangers, and it is known as a compact heat exchanger.

[0003]Generally, plate type heat exchanger laminates two or more heat transfer plates of approximately rectangular shape in which the opening was provided in the four-corners part, and is constituted. As shown in drawing 16, the channel (a) and (b) of each fluid which performs heat exchange is formed by turns between heat transfer plates (p). The circumference of each opening bulges in either of the laminating directions of a heat transfer plate (p), and the swollen parts (c) of an adjacent heat transfer plate contact. And the space divided by two or more openings and contact parts (c) forms the part circulation way (e) which follows an introduction pipe (d).

[0004]The fluid which performs heat exchange flows into a diversion-of-river passage (e), after passing an introduction pipe (d). And a fluid is distributed to each channel (a, a, --) from this diversion-of-river passage (e). That is, a diversion of river is carried out.

[0005]By the way, the conventional plate type heat exchanger was used as a heat exchanger for liquid-liquid in many cases. That is, both the fluids that perform heat exchange flowed by the liquid condition in plate type heat exchanger, performed heat exchange by the liquid

condition, and they were used in many cases so that it might flow out by a liquid condition.

[0006]The conventional plate type heat exchanger provided the inflow part in the lower part of the heat exchanger body, provided the discharge section in the upper part, and it was constituted so that a fluid might be poured toward the upper part. And the input (f, f, --) which is an entrance of the fluid from a diversion-of-river passage (e) to each channel (a, a, --) was established in the upper part of the diversion-of-river passage (e). Therefore, the fluid which flowed horizontally toward the diversion-of-river passage (e) from the introduction pipe (d) changes a flow direction abbreviated 90 degrees at a diversion-of-river passage (e), and flows through each channel (a, a, --) toward the upper part through input (f, f, --).

[0007]

[Problem(s) to be Solved by the Invention]By the way, generally in the heat exchanger provided in a refrigerant circuit, especially an evaporator, a heat-exchanging-fluid slack refrigerant flows with a gas-liquid two phase state. With liquid cooling intermediation and a gas refrigerant, since specific gravity differs, vapor-liquid two-phases flow will flow into a heat exchanger by various flow patterns according to a passage sectional area or the rate of flow.

[0008]If the passage sectional area of the inflow part of a heat exchanger is large, vapor-liquid two-phases flow will turn into a separation stream to which gas is located in the upper part and liquid is located in the lower part. When a gas-liquid two-phase refrigerant is a separation stream, the diversion-of-river performance of the refrigerant which flows into each channel (a, a, --) from a part circulation way (e) falls remarkably. That is, each channel (a, a, --) of every shows dispersion in a flow, and heat exchanging quantity differs in each channel (a, a, --) of every. As a result, the heat exchanging quantity of the whole heat exchanger falls -- the channel through which the refrigerant of the gaseous state which can perform only sensible heat change flows mostly exists.

[0009]The cause is considered as follows.

[0010]Liquid cooling intermediation rides and flows into the flow of a gas refrigerant on the above-mentioned part circulation way (e). That is, as liquid cooling intermediation is carried away with a gas refrigerant, it flows into each channel (a, a, --). However, since input (f) is located in the upper part of a diversion-of-river passage (e), a gas refrigerant will mainly be located near input (f). Therefore, liquid cooling intermediation becomes difficult to ride the flow of a gas refrigerant, and is easy to produce channeling as a result. Therefore, in the part through which liquid cooling intermediation is not fully flowing, heat exchange is not performed effectively. As a result, the heat exchanging quantity of the whole heat exchanger falls.

[0011]Thus, when the fluid of a gas-liquid two phase state was used for the conventional plate type heat exchanger as heat exchanging fluid, the diversion-of-river performance was falling. Therefore, if the conventional plate type heat exchanger was simply provided in the refrigerant circuit, desired heat exchanging quantity was not able to be obtained from aggravation of

diversion-of-river performance.

[0012]this invention is made in view of this point, and comes out. Even if the purpose is a case where the fluid of \*\* flows in the state of a separation stream, there is in providing the heat exchanger which demonstrates good diversion-of-river performance and from which the outstanding heat transfer performance is obtained.

[0013]

[Means for Solving the Problem]To achieve the above objects, it was presupposed to this invention that input is established in the lower part of a diversion-of-river passage. By this, when flowing into a channel from a diversion-of-river passage, a fluid will go caudad and will flow. Therefore, gaseous fluid located in the upper part becomes easy to carry a liquefied fluid located in the lower part, and a liquefied fluid flows into a channel easily. As a result, channeling will be prevented and its diversion-of-river performance will improve.

[0014]A means which the invention according to claim 1 provided specifically, Two or more channels (A, A, --) through which at least one fluid of the two fluids which perform heat exchange mutually flows are formed in parallel mutually, In a heat exchanger which distributes a fluid which flowed from an introduction pipe (75) to each channel (A, A, --), carries out heat exchange, and is made to flow out of derivation piping (76), Between the above-mentioned introduction pipe (75) and the above-mentioned channel (A, A, --), A diversion-of-river passage (80) for leading a fluid of a gas-liquid two phase state which flowed from this introduction pipe (75) to each channel (A, A, --), It is divided and formed to this channel (A, A, --), and has composition in which input (81, 81, --) which opens this diversion-of-river passage (80) and each above-mentioned channel (A, A, --) for free passage in the lower part of the above-mentioned part circulation way (80) is established.

[0015]By above-mentioned matter to define the invention, at a diversion-of-river passage (80), gaseous fluid will be located in the upper part and a liquefied fluid will be located in the lower part. And since a liquefied fluid exists near input (81), gaseous fluid in a position which is distant from input (81) flows into input (81) easily with a liquefied fluid. As a result, a liquefied fluid flows into each channel (A, A, --) easily, and its diversion-of-river performance improves.

[0016]A means which the invention according to claim 2 provided considers input (81) as a pars basilaris ossis occipitalis of a diversion-of-river passage (80), and composition which is opening a channel (A) for free passage in the heat exchanger according to claim 1.

[0017]Input (81) will be established in a pars basilaris ossis occipitalis in which a liquefied fluid accumulates easily by above-mentioned matter to define the invention. Therefore, a liquefied fluid will always exist near input (81), and a liquefied fluid flows into it easily from input (81). As a result, diversion-of-river performance improves.

[0018]A means which the invention according to claim 3 provided considers input (81) as

composition which is opening a field and a channel (A) of a lower half of a diversion-of-river passage (80) for free passage in the heat exchanger according to claim 1.

[0019]All fields of a lower part of a diversion-of-river passage (80) serve as input (81), and area of input (81) will be greatly secured by above-mentioned matter to define the invention.

Therefore, a fluid flows into a channel (A) easily and its diversion-of-river performance improves.

[0020]Each input (81, 81, --) where a means which the invention according to claim 4 provided opens a diversion-of-river passage (80) and each channel (A, A, --) for free passage in the heat exchanger according to claim 1 is considered as composition which comprises two or more communicating holes (82).

[0021]By above-mentioned matter to define the invention, a fluid will flow into each channel (A, A, --) from two or more parts. A fluid flows into each channel (A, A, --) easily, and its diversion-of-river performance improves.

[0022]In the heat exchanger according to claim 1, a means which the invention according to claim 5 provided considers input (81) as composition which comprises a breakthrough (82) which a passing cross section increases continuously as it goes to a channel (A) from a diversion-of-river passage (80).

[0023]Rapid expansion of a fluid at the time of flowing from input (81) is eased by above-mentioned matter to define the invention, and a flow of a fluid which passes through input (81) becomes smooth. And a fluid flows into each channel (A, A, --) easily. As a result, diversion-of-river performance improves and pressure loss of a fluid decreases.

[0024]In the heat exchanger according to claim 1, two or more heat transfer plates (P, P, --) are laminated, and each channel (A, B) of two fluids which perform heat exchange considers a means which the invention according to claim 6 provided as composition currently formed by turns between this each heat transfer plate (P).

[0025]Plate type heat exchanger by which input (81) was established in the lower part of a diversion-of-river passage (80) is realized by above-mentioned matter to define the invention.

[0026]In the heat exchanger according to claim 6, a means which the invention according to claim 7 provided in a four-corners part of a heat transfer plate (P). An opening (61-64) which constitutes a diversion-of-river passage by the side of an inflow of each fluid and a merging passage by the side of an outflow is provided, Between adjacent heat transfer plates (54, 55) which constitute a channel (A) of a fluid which flows with a gas-liquid two phase state, It is provided by partition member (72) which connects an opening for diversion-of-river passages (61), and each above-mentioned partition member (72), Both side surfaces stick to a periphery of each opening (61) of a heat transfer plate (54, 55) as for which the account of the upper adjoins each other, and. It is formed in a barrel of hollow which is open for free passage to the above-mentioned opening (61), a diversion-of-river passage (80) is formed, and input (81) is

considered as composition currently formed in the lower part of the above-mentioned partition member (72).

[0027]Based on simple and concrete composition, section forming of the diversion-of-river passage (80) is carried out only by laminating a heat transfer plate (P) by above-mentioned matter to define the invention, so that a partition member (72) may be pinched.

[0028]A means which the invention according to claim 8 provided considers a partition member (72) as an opening (61) and composition currently formed in a circle [ concentric ] in the heat exchanger according to claim 7.

[0029]A partition member (72) will be obtained by concrete composition by above-mentioned matter to define the invention.

[0030]It has composition from which, as for a means which the invention according to claim 9 provided, a portion from which a partition member (72) was formed in C shape with which lower [ a part of ] was cut off in the heat exchanger according to claim 8, and the above-mentioned partition member (72) was cut out constitutes input (81).

[0031]Input (81) is constituted by simple and concrete composition by above-mentioned matter to define the invention.

[0032]A means which the invention according to claim 10 provided considers input (81) as composition which is a stoma penetrated to an inside and the exterior of a diversion-of-river passage (80) in the heat exchanger according to claim 8.

[0033]Input (81) is constituted by simple and concrete composition by above-mentioned matter to define the invention.

[0034]An introduction pipe (75) and derivation piping (76) of a fluid into which a means which the invention according to claim 11 provided flows with a gas-liquid two phase state in a heat exchanger of any one description of the Claims 1-10, It is connected to a refrigerant circuit (20) of a refrigerating cycle where a refrigerant repeats and circulates through evaporation and condensation, and other introduction pipes (77) and derivation piping (78), A fluid which is connected to a water cycle circuit (30) provided with a heat storage tank (31), and flows into a diversion-of-river passage (80), It is a low-temperature refrigerant of a gas-liquid two phase state, and it will be cooled by the above-mentioned refrigerant, will be in a supercooling state, and flows out of other derivation piping (78), and water which flowed from an introduction pipe (77) besides the above has canceled, and ice-izes this supercooling state, and it has composition constituted so that it may be stored by the above-mentioned heat storage tank (31).

[0035]The heat exchanger according to claim 1 to 10 will be used by above-mentioned matter to define the invention as the so-called supercooling heat exchanger of a dynamic type ice storage system.

[0036]In a heat exchanger of any one description of the Claims 1-11 a means which the

invention according to claim 12 provided, An introduction pipe (75) of a fluid which flows with a gas-liquid two phase state is connected to the upper part, and derivation piping (76) is connected to the lower part, respectively, and each channel (A, A, --), It extends in a sliding direction in parallel mutually, and a diversion-of-river passage (80) is formed in the upper part, and it is considered as composition currently formed so that it may extend horizontally.

[0037]By above-mentioned matter to define the invention, a fluid which passed through input (81) downward will flow through each channel (A, A, --) downward, without changing a flow direction as it is. Therefore, a flow which passes through input (81) becomes smooth, and a fluid flows into each channel (A, A, --) easily. As a result, diversion-of-river performance improves and pressure loss after passing through input (81) decreases.

[0038]

[Embodiment of the invention 1] Hereafter, an embodiment of the invention is described based on Drawings.

[0039]A heat exchanger (50) concerning Embodiment 1 is a heat exchanger for supercooled water generation provided in an ice thermal storage type conditioner (10) (50), i.e., supercooling heat exchanger, (50). First, an entire configuration of a conditioner (10) is explained briefly and supercooling heat exchanger (50) is explained in detail after that.

[0040]- The composition-conditioner (10) of the conditioner (10) comprises a refrigerant circulation circuit (20) and a water cycle circuit (30).

[0041]A refrigerant circulation circuit (20) A compressor (21), a four way directional control valve (22), an outdoor heat exchanger (23), An outdoor motor expansion valve (EV-1), an indoor motor expansion valve (EV-2), indoor heat exchanger (24), and an accumulator (25) are provided with the main refrigerant circuit (27) which is connected and constituted by refrigerant piping (26) and in which reversible operation is free. The accumulation refrigerant circuit (2a), the seed ice circuit (2b), and the hot gas circuit (2c) are established in the refrigerant circulation circuit (20).

[0042]An accumulation refrigerant circuit (2a) is a circuit through which a refrigerant circulates at the time of the cold heat storage operation mentioned later, and an end between an outdoor heat exchanger (23) and an outdoor motor expansion valve (EV-1), While the other end is connected with a four way directional control valve (22) between accumulators (25), it is connected in order and the 1st electromagnetic valve (SV-1), a preheater (11), an accumulation motor expansion valve (EV-3), supercooling heat exchanger (50), and the 2nd electromagnetic valve (SV-2) are constituted.

[0043]A seed ice circuit (2b) is a circuit for making a seed ice generate in a water cycle circuit (30), and an end between the accumulation motor expansion valve (EV-3) and supercooling heat exchanger (50) in an accumulation refrigerant circuit (2a), While the other end is connected between supercooling heat exchanger (50) and the 2nd electromagnetic valve (SV-

2), it is connected in order and the capillary tube (CP) and the seed ice maker (13) are constituted.

[0044]A hot gas circuit (2c) is a circuit which supplies the discharged refrigerant of a compressor (21) to supercooling heat exchanger (50) at the time of the cooling operation using the ice stored in the heat storage tank (31), etc., It was connected between the 2nd electromagnetic valve (SV-2) and supercooling heat exchanger (50), and has the 3rd electromagnetic valve (SV-3). [ in / one end can set to the discharge side of a compressor (21), and / in the other end / an accumulation refrigerant circuit (2a) ]

[0045]The above is the composition of a refrigerant circulation circuit (20).

[0046]On the other hand, a heat storage tank (31), a pump (32), a preheater (11), a mixer (33), supercooling heat exchanger (50), and a supercooling dissolution part (34) are connected by water piping (35), and the water cycle circuit (30) is constituted, as shown in drawing 2.

[0047]And supercooling heat exchanger (50) is a heat exchanger concerning this embodiment, makes heat exchange perform between the refrigerant which flows through a refrigerant circulation circuit (20), and the water which flows through a water cycle circuit (30), and cools water to a supercooling state at the time of cold heat storage operation.

[0048]A preheater (11) is a heat exchanger which dissolves the ice piece which heats the ice water which has flowed from the heat storage tank (31), and flows through water piping (35) with the refrigerant which flows through a refrigerant circulation circuit (20). A seed ice maker (13) forms into cooling ice some water which flows through water piping (35) with the refrigerant which flows through a refrigerant circulation circuit (20), and supplies it toward a supercooling dissolution part (34) by making it into a seed ice. A mixer (33) agitates the water and ice which were heated with the preheater (11), and promotes icy fusion. A supercooling dissolution part (34) agitates the seed ice generated with the seed ice maker (13), and the supercooled water generated by supercooling heat exchanger (50), and cancels a supercooling state.

[0049]- Explain composition - of supercooling heat exchanger (50), next supercooling heat exchanger (50).

[0050]As shown in the exploded perspective view of drawing 3, between two frames (51) and (52), the heat transfer plate of two or more sheets (P), i.e., heat transfer plate (53) -, (59) is laminated, and supercooling heat exchanger (50) is constituted.

[0051]Heat transfer plate (53) Metal plates are formed in the shape of a corrugated panel of press working of sheet metal, and - (59) changes. These heat transfer plates (53) - (59) comprises two kinds of heat transfer plates in which corrugated form differs, i.e., the heat transfer plate of the 1st type, (P1), and a heat transfer plate (P2) of the 2nd type. And the heat transfer plate (P1) of the 1st type and the heat transfer plate (P2) of the 2nd type consist a fixed interval, and are overlapped on each other, these are joined by soldering in one and



supercooling heat exchanger (50) is constituted. Drawing 4 expresses the heat transfer plate (P1) of the 1st type, and drawing 5 expresses typically the heat transfer plate (P2) of the 2nd type.

[0052]First, the heat transfer plate (P1) of the 1st type is explained. As shown in drawing 4, as for the heat transfer plate (P1) of the 1st type, while opening (61) - (64) is provided in the four-corners part, other portions are formed in the shape of a corrugated panel. This corrugated form is the shape in which the peak parts (thick line portion in drawing 4) which form the wave of sine wave shape, and a trough (small-gage wire portion in drawing 4) were formed by turns. The upstream inclined part (53a) allocated so that the extending direction of peak parts and a trough might incline at the upper part according to the other side rightward [ of drawing 4 ] when explained in more detail about this corrugated form, The downstream inclined part (53b) allocated so that it might incline to the down side serves as what is called herringbone shape formed by turns.

[0053]On the other hand, like [ the heat transfer plate (P2) of the 2nd type ] the heat transfer plate (P1) of the 1st type, as shown in drawing 5, while opening (61) - (64) is formed in the four-corners part, other portions are formed in the shape of a corrugated panel. This 2nd type of heat transfer plate (P2) differs in the extending direction of peak parts and a trough from the heat transfer plate (P1) of the 1st type. Namely, in the heat transfer plate (P1) of the 1st type mentioned above. As shown in drawing 4, from a left end to herringbone shape being constituted in order of an upper part inclined part (53a) and a declination part (53b) in the heat transfer plate (P2) of the 2nd type. As shown in drawing 5, herringbone shape comprises a left end in order of the declination part (54b) and the upper part inclined part (54a).

[0054]As shown in drawing 3, compared with the center section in which the edge part (66) is formed in thickness and corrugated form was formed, as for each of heat transfer plates (P1) of the 1st type, and heat transfer plates (P2) of the 2nd type, the thickness of the edge part (66) is formed thickly. And by soldering these edge parts (66), it is formed so that it may be joined mutually.

[0055]On the occasion of junction of heat transfer plate (53) - (59), the sealing member (71) which prevents mixing with water and a refrigerant is pinched by the circumference of predetermined opening (61) - (64). In the field which forms a refrigerant passage (A), specifically. In the field which the sealing member (71) is pinched by the circumference of the 3rd opening (63) and the 4th opening (64) used as the inflow passage of a stream way (B), and an outflow passage, and forms a stream way (B). The sealing member (71) is pinched by the circumference of the 1st opening (61) and the 2nd opening (62) used as the inflow passage of a refrigerant passage (A), and an outflow passage. That is, between heat transfer plate (53) - (59), the circumference of predetermined opening (61) - (64) is provided in the wrap sealing member (71) so that a refrigerant may not flow into a stream way (B) and water

may not flow into a refrigerant passage (A).

[0056]On the other hand, between a heat transfer plate (54) and a heat transfer plate (55) and between the heat transfer plate (56) and the heat transfer plate (57), the seal ring (72) which is a partition member surrounding the surroundings of the 1st opening (61) is provided. That is, the seal ring (72) is provided in the position corresponding to the 1st opening (61) between the heat transfer plates which constitute a refrigerant passage (A).

[0057]As shown in drawing 6, a seal ring (72) is the sealing member formed in C shape which cut off some annulus rings. The both side surfaces (75a) of a seal ring (72) and (75b) are formed planate, and touch each opposed face of adjacent heat transfer plate (54) and heat transfer plate (55), heat transfer plate (56), and heat transfer plate (57). The width of a seal ring (72) is equal to the lamination interval of heat transfer plate (53) - (59), i.e., the width of a refrigerant passage (A).

[0058]The inside diameter of a seal ring (72) is equal to the diameter of the 1st opening (61). Therefore, inside the seal ring (72), section forming of the approximately cylindrical space (76a) where a diameter is equal to the diameter of the 1st opening (61) is carried out. This approximately cylindrical space (76a) and 1st opening (61) are diversion-of-river passages ((80) is formed.). The opening (73) of a seal ring (72) is located in the lower part.

[0059]By providing such a seal ring (72), as shown in drawing 7, section forming of the part circulation way (80) is carried out to the position corresponding to refrigerant introducing piping (75) with the 1st opening (61) and a seal ring (72). That is, the diversion-of-river passage (80) of the shape of a cylindrical shape with a diameter equal to the diameter of the 1st opening (61) is formed inside the seal ring (72). And the opening (73, 73, --) of each seal ring (72, 72, --) forms the input (81, 81, --) from a diversion-of-river passage (80) to each refrigerant passage (A, A, --). This input (81, 81, --) is established in the lower part of the diversion-of-river passage (80). Speaking more concretely, input's (81, 81, --'s) opening the pars basilaris ossis occipitalis and refrigerant passage (A, A, --) of a diversion-of-river passage (80) for free passage.

[0060]Next, the allocation state of each heat transfer plate (53) - (59) is explained. The 1st plate (53) most located in a near side in drawing 3 is a heat transfer plate (P1) of the 1st type. The 1st plate (53) is joined to the frame (51) on both sides of the seal part (71) so that the circumference of each opening (61) - (64) may be surrounded. The seal part (71) is carrying out the seal of the circumference of each opening (61) - (64).

[0061]The 2nd plate (54) that changes with the heat transfer plate (P2) of the 2nd type inserts a sealing member (71) into the circumference of the 1st opening (61), and the circumference of the 2nd opening (62), and is joined to the 1st plate (53). As a result, between the 1st plate (53) and the 2nd plate (54), the stream way (B) which can circulate water is formed between the 3rd opening (63) and the 4th opening (64).

[0062]The 3rd plate (55) that changes with the heat transfer plate (P1) of the 1st type inserts a

sealing member (71) into the circumference of the 3rd opening (63), and the circumference of the 4th opening (64), and is joined to the 2nd plate (54). Therefore, between the 2nd plate (54) and the 3rd plate (55), the refrigerant passage (A) which can circulate a refrigerant is formed between the 1st opening (61) and the 2nd opening (62). As mentioned above, the seal ring (72) is inserted into the 1st opening (61) portion.

[0063]And the 4th plate (56) that changes with the heat transfer plate (P2) of the 2nd type inserts a sealing member (71) into the circumference of the 1st opening (61), and the circumference of the 2nd opening (62), and is joined to the 3rd plate (55). Therefore, between the 3rd plate (55) and the 4th plate (56), the stream way (B) which can circulate water is formed between the 3rd opening (63) and the 4th opening (64).

[0064]Thus, the heat transfer plate (P1) of the 1st type and the heat transfer plate (P2) of the 2nd type are laminated by turns, and these are soldered in one. The parts currently soldered are each seal part and an edge part (66) of each heat transfer plate.

[0065]Piping (75) - (78) is connected to the frame [ on the other hand / (near side of drawing 3) ] (51) corresponding to each opening (61) - (64). That is, water derivation piping (78) is connected [ refrigerant introducing piping (75) / refrigerant derivation piping (76) ] for the water introduction pipe (77) to the 4th opening (64) to the 3rd opening (63) to the 2nd opening (62), respectively to the 1st opening (61).

[0066]Since it is the above composition, between each heat transfer plate (53) - (59), the refrigerant passage (A) and the stream way (B) are formed by turns. that is, a refrigerant should pass refrigerant introducing piping (75) like the solid line arrow shown in drawing 3 -- every after flowing into a part circulation way (80) and passing through a refrigerant passage (A, A, --) -- pass the 2nd opening (62, 62, --) portion -- it is drawn from refrigerant derivation piping (76). similarly, water should pass a water introduction pipe (77) like the wavy line arrow shown in drawing 3 -- every -- flowing into a stream way (B, B, --) from the 3rd opening (63, 63, --) portion -- after that and every -- pass the 4th opening (64, 64, --) portion -- it is drawn from water derivation piping (78). Thus, it is constituted so that a refrigerant and water may perform heat exchange via heat transfer plate (53) - (59).

[0067]- Explain operation operation -, next operation operation (cold heat storage operation operation) of a conditioner (10).

[0068]In cold heat storage operation, as shown in drawing 1, while a four way directional control valve (22) is switched to the solid line side and an accumulation motor expansion valve (EV-3) is adjusted to a prescribed opening, other motor expansion valves (EV-1, EV-2) are closed. The opening of the 1st and 2nd electromagnetic valves (SV-1, SV-2) was carried out, and they have closed the 3rd electromagnetic valve (SV-3).

[0069]In this state, by an outdoor heat exchanger (23), heat exchange is carried out to the open air, and the refrigerant breathed out from the compressor (21) is condensed in a

refrigerant circulation circuit (20), as an arrow shows to drawing 1. Then, after decompressing this refrigerant by an accumulation motor expansion valve (EV-3), in supercooling heat exchanger (50), heat exchange of it is carried out to water, it evaporates, and cools this water to a supercooling state (for example, -2 \*\*). Then, the above-mentioned refrigerant is inhaled by the compressor (21) through an accumulator (25).

[0070]If it was in run proper, after some refrigerants shunt toward a seed ice circuit (2b) from the downstream of an accumulation motor expansion valve (EV-3) and it is decompressed with a capillary tube (CP), it evaporates with a seed ice maker (13), and is inhaled by the compressor (21) through an accumulator (25). In this seed ice maker (13), a refrigerant carries out heat exchange of the water piping (35) to the flowing water, and generates a seed ice to the internal surface of water piping (35).

[0071]On the other hand, in a water cycle circuit (30), water is circulated by driving a pump (32). As shown in drawing 2, after the water which flowed out of the heat storage tank (31) is heated with a preheater (11) through a pump (32), it is stirred with a mixer (33). Then, by supercooling heat exchanger (50), heat exchange will be carried out to a refrigerant, it will be cooled, and this water will be in a predetermined supercooling state, and flows out of supercooling heat exchanger (50). And in a seed ice maker (13), it is cooled further, and the water of the supercooling state which flowed out of supercooling heat exchanger (50) generates a seed ice to the internal surface of water piping (35). Then, an ice nucleus is generated around this seed ice, and the supercooled water having contained this ice nucleus is supplied to a supercooling dissolution machine (34). And in a supercooling dissolution machine (34), an ice nucleus and supercooled water are stirred, the ice of the slurry form for accumulation is generated, and a recovery reservoir is carried out at a heat storage tank (31).

[0072]- Explain that flow - of the refrigerant in supercooling heat exchanger (50) and water next the refrigerant in supercooling heat exchanger (50), and water flow.

[0073]water should pass a water introduction pipe (77) so that the dashed line arrow of drawing 3 shows -- every -- every after flowing into a stream way (B, B, --) from the 3rd opening (63, 63, --) and circulating a stream way (B, B, --) -- pass the 4th opening (64, 64, --) -- it is drawn from water derivation piping (78). At this time, it will be cooled with the refrigerant which flows through the inside of a refrigerant passage (A), and water will be in a supercooling state, and flows out of water derivation piping (78).

[0074]On the other hand, a refrigerant flows through each refrigerant passage (A, A, --), as the solid line arrow of drawing 3 shows. Hereafter, the flow of a refrigerant is explained concretely, referring to drawing 7 and drawing 8.

[0075]As shown in drawing 7, the refrigerant of a gas-liquid two phase state flows into a part circulation way (80) through refrigerant introducing piping (75) first.

[0076]The refrigerant which flowed into the diversion-of-river passage (80) will be in the

separation stream state where a gas refrigerant (G) is located in the upper part, and liquid cooling intermediation (L) is fundamentally located in the lower part. And a gas refrigerant (G) and liquid cooling intermediation (L) go caudad, pass through input (81, 81, --), and flow into each refrigerant passage (A, A, --). In drawing 7, a solid line arrow expresses the flow of liquid cooling intermediation (L), and the arrow of the dashed dotted line expresses the flow of the gas refrigerant (G) typically. As a gas refrigerant (G) carries away liquid cooling intermediation (L), it flows, and a gas refrigerant (G) and liquid cooling intermediation (L) flow into each refrigerant passage (A, A, --) uniformly.

[0077]As shown in drawing 8, the refrigerant which flowed into the refrigerant passage (A) downward changes a flow direction. The mainstream of a refrigerant flows so that it may turn along the peripheral face of a seal ring (72), it serves as an upward flow as a whole, and circulates a refrigerant passage (A).

[0078]And a refrigerant circulates a refrigerant passage (A), performing the water and heat exchange which flow through a stream way (B). Under the present circumstances, a refrigerant is heated with water and liquid cooling intermediation (L) evaporates. Conversely, if it says, a refrigerant will circulate a refrigerant passage (A), cooling the water in a stream way (B).

[0079]and the refrigerant which passed through the refrigerant passage (A) -- every -- pass the 2nd opening (62, 62, --) -- it is drawn from refrigerant derivation piping (76).

[0080]Cold heat storage operation using supercooling heat exchanger (50) as mentioned above is performed.

[0081]In this conditioner (10), the indoor cooling operation using the cold energy of the ice stored in the heat storage tank (31) is possible by switching a four way directional control valve (2), each electromagnetic valve (SV-1, SV-2, SV-3), etc. other than the above-mentioned cold heat storage operation. The usual cooling operation and usual heating operation which perform indoor air conditioning using a refrigerant circulation circuit (20) are also possible.

[0082]- according to the supercooling heat exchanger (50) concerning the effect-book embodiment of supercooling heat exchanger (50), the input (81) from a diversion-of-river passage (80) to each refrigerant passage (A, A, --) is formed in the lower part of a diversion-of-river passage (80). Therefore, when the vapor-liquid two-phases flow which flowed into the diversion-of-river passage (80) flows into each refrigerant passage (A, A, --), the liquid cooling intermediation (L) located caudad rides easily the flow of the gas refrigerant located up. As a result, a gas refrigerant (G) and liquid cooling intermediation (L) stabilize and flow into each refrigerant passage (A, A, --), and they flow uniformly, without producing channeling.

[0083]Since especially input (81) is established in the pars basilaris ossis occipitalis of the diversion-of-river passage (80), liquid cooling intermediation (L) will always be located near input (81), and liquid cooling intermediation (L) flows into each channel (A, A, --) certainly.

[0084]Therefore, channels through which a gas refrigerant (G) flows chiefly do not exist, but

are all the refrigerant passages (A, A, --) (it sets and heat exchange of a refrigerant and water is performed good.). Therefore, the original performance of a heat exchanger can fully be demonstrated.

[0085]Therefore, even if it uses the refrigerant of a gas-liquid two phase state as heat exchanging fluid, heat transfer performance does not fall. Therefore, the supercooling heat exchanger (50) concerning this gestalt enables it to use plate type heat exchanger as an evaporator in a refrigerant circuit.

[0086]In the supercooling heat exchanger (50) concerning this gestalt, they are liquid cooling intermediation (L) or a gas refrigerant (of course, it is possible to also make (G) flow by single phase flow.). Therefore, in the above-mentioned conditioner (10), supercooling heat exchanger (50) can also be used as a condenser. Therefore, the heat exchanger (50) concerning this gestalt can be used as the heat exchanger of the freezer in which reversible operation is free, for example, a heat exchanger of a heat pump conditioner.

[0087]- Modification - In the above-mentioned embodiment, the refrigerant is used as heat exchanging fluid in a heat exchanger (50). However, heat exchanging fluid is not restricted to a refrigerant and this heat exchanger (50) is not limited to the heat exchanger installed in a refrigerant circuit. Heat exchanging fluid may be mixing fluid of water and air, for example.

[0088]

[Embodiment of the invention 2] In the heat exchanger (50) concerning Embodiment 1, the heat exchanger concerning Embodiment 2 changes the shape of a seal ring (72). Specifically, the size of the stub of a seal ring (72) is changed.

[0089]Other structures are the same as that of the heat exchanger (50) of Embodiment 1. Therefore, only a seal ring (72) is explained here.

[0090]In the seal ring (72a) shown in drawing 9, the degree alpha of angle of aperture of an opening (73a) is set as about 120 degrees - 130 degrees. Therefore, when a seal ring (72a) is used, bigger input (81) is formed in the lower part of a diversion-of-river passage (80).

[0091]On the other hand, in other seal rings (72b) shown in drawing 10, the degree alpha of angle of aperture of an opening (73b) is set as 180 degrees. That is, the whole seal ring (72b) is formed in semicircle annular. Therefore, when this seal ring (72b) is used, the lower half of a diversion-of-river passage (80) carries out an opening, and input (81) becomes still larger.

[0092]Therefore, when there is much inflow of liquid cooling intermediation (L), liquid cooling intermediation (L) of sufficient quantity can be made to flow into each channel (A, A, --).

[0093]Thus, the area of an opening (73) can be easily set up by changing the size of a stub. Therefore, according to property values, such as density of the gaseous phase and the liquid phase, and other inflow states, the size of input (81) can be comparatively set up freely as the flow, the gaseous phase, and the liquid phase of heat exchanging fluid of a gas-liquid two phase state which flow into a part circulation way (80).

[0094]

[Embodiment of the invention 3] The heat exchanger concerning Embodiment 3 changes the shape of a seal ring (72) in the heat exchanger (50) of Embodiment 1. The shape of the opening (73) of a seal ring (72) is changed, and, specifically, an opening (73) is formed by the stoma (82) which is a breakthrough.

[0095]As shown in drawing 11 (a) and (b), in Embodiment 3, the seal ring (72c) comprises a sealing member by which one stoma (82) was provided in the lower end part of the annulus ring. The side of the seal ring (72c), i.e., the field in contact with a heat transfer plate, is formed planate like Embodiment 1. The width of a seal ring (72c) is equal to the lamination interval of a heat transfer plate. The inside diameter of a seal ring (72c) is equal to the diameter of the 1st opening (61) of a heat transfer plate.

[0096]A stoma (82) is a thin ellipse hole with a constant diameter. In other words, the stoma (82) forms the cylindrical centrum with a constant diameter. As shown in drawing 11 (b), this stoma (82) is located in the center section of the seal ring (72c) about the cross direction of a seal ring (72c).

[0097]Inside the seal ring (72c), the diversion-of-river passage (80) is formed like Embodiment 1. On the other hand, the refrigerant passage (A) is formed in the outside of a seal ring (72c).

[0098]As shown in drawing 11 (b), the stoma (82) provided in the lower end part of the seal ring (72c) pierces through between the inner surface of a seal ring (72c), and outside surfaces, and is opening the part circulation way (80) and the refrigerant passage (A) for free passage. That is, this stoma (82) forms the input (81) which makes a refrigerant flow into a refrigerant passage (A) from a diversion-of-river passage (80).

[0099]By the above composition, the same effect as the heat exchanger of Embodiment 1 is acquired also in the heat exchanger of Embodiment 3.

[0100]The seal ring (72c) of Embodiment 3 has an effect which is strong and cannot transform it easily. [ of structure ]

[0101]- Also in the heat exchanger of the modification-embodiment 3, the input (81) according to the inflow state of heat exchanging fluid can be constituted by changing the shape of a stoma (82), a size, or a number. Below, various modifications are explained.

[0102]- The seal ring (72d) of the modification 1-modification 1 changes the shape of a stoma (82).

[0103]As shown in drawing 12 (a) and (b), the stoma (82d) of the modification 1 is a circular hole where the diameter is large as it goes to the radial direction outward of a seal ring (72d). In other words, the stoma (82d) forms the truncated cone form centrum.

[0104]The input (81) where a passing cross section becomes large gradually with the above-mentioned shape of a stoma (82d) as it goes to a refrigerant passage (A) from a diversion-of-river passage (80) is formed. Therefore, it passes through input (81) and the rapid expansion

of the refrigerant at the time of flowing into a refrigerant passage (A) is eased. As a result, a refrigerant flows into a refrigerant passage (A) easily, and the diversion of river to each refrigerant passage (A, A, --) is performed good.

[0105]- The seal ring (72e) of the modification 2-modification 2 changes the number of stomata (82).

[0106]As shown in drawing 13, with the seal ring (72e) of the modification 2, it is a stoma (three (82) are formed.) to the lower part. One of the stomata (82) is provided in the lower end part of a seal ring (72e), and other two are consisted and formed in the longitudinal direction shown in drawing 13 in the angle of about 60 degrees to the stoma (82) provided in the lower end part.

[0107]- The seal ring (72f) of the modification 3-modification 3 also changes the number of stomata (82).

[0108]As shown in drawing 14, with the seal ring (72f) of the modification 3, it is a stoma (two (82) are formed.) to the lower part. The stoma (82) is consisted and formed in the longitudinal direction in the angle of about 30 degrees from the virtual vertical axis (N-N) which passes along the axial center of a seal ring (72f).

[0109]In the above-mentioned modifications 2 and 3, since a refrigerant is shunted through two or more stomata (82), a diversion of river is performed good.

[0110]In the above-mentioned modifications 2 and 3, the shape and the size of each stoma (82) are equal, however these shape may differ from the size mutually. The number of stomata (82) may not be restricted to two pieces or three pieces, but may be four or more pieces. The position which provides a stoma (82) is not limited to the above-mentioned position, either, as long as it is the lower part of a diversion-of-river passage (80).

[0111]

[Embodiment of the invention 4] As shown in drawing 15, the heat exchanger (50) of Embodiment 4 establishes a part circulation way (80) in the upper part of a heat exchanger.

[0112]The fundamental composition of the heat exchanger (50) of Embodiment 4 is the same as that of the heat exchanger (50) of Embodiment 1, therefore a different portion from the heat exchanger (50) of Embodiment 1 is explained, and the explanation about other composition is omitted here.

[0113]In the heat exchanger (50) of Embodiment 4, refrigerant derivation piping (76) shown in drawing 3 is considered as refrigerant introducing piping (75u), and refrigerant introducing piping (75) is considered as refrigerant derivation piping (76l.). That is, refrigerant introducing piping (75u) was provided in the position corresponding to the 2nd opening (62) of heat transfer plate (53) - (59), and refrigerant derivation piping (76l.) is provided in the position corresponding to the 1st opening (61).

[0114]In the heat exchanger (50) of Embodiment 4, the seal ring (72) was provided in the



surroundings of the 2nd opening (62), and heat transfer plate (53) - (59) is laminated.

Therefore, the same diversion-of-river passage (80) as Embodiment 1 is formed in the 2nd opening (62) portion. The seal ring (72) is not provided in the 1st opening (61) portion.

[0115]By the above composition, liquid cooling intermediation (L) rides the flow of a gas refrigerant (G) easily also in the heat exchanger of Embodiment 4. Therefore, the same effect as Embodiment 1 is acquired. In Embodiment 4, from a part circulation way (80), the refrigerant which flows into a refrigerant passage (A) goes caudad, and flows through input (81), and a refrigerant passage (A) is circulated, without changing a mainstream flow direction (the direction of facing down) as it is. Therefore, the flow of the refrigerant from a diversion-of-river passage (80) to a refrigerant passage (A) becomes smooth, and pressure loss is reduced, and distribution is performed much more good.

[0116]

[Effect of the Invention]As mentioned above, according to this invention, the following effects are demonstrated.

[0117]According to the invention according to claim 1, a liquefied fluid is located near the input established in the lower part of the diversion-of-river passage, and gaseous fluid is located in the upper part of a liquefied fluid. Therefore, the gaseous fluid in the position which is distant from input flows into input easily with a liquefied fluid. As a result, since a liquefied fluid rides the flow of gaseous fluid easily, it flows into each channel easily and its diversion-of-river performance improves.

[0118]According to the invention according to claim 2, since input is established in the pars basilaris ossis occipitalis in which a liquefied fluid accumulates easily, a liquefied fluid exists near input. Therefore, it can be made easy to be able to put a liquefied fluid on the flow of gaseous fluid certainly, and to flow into each channel. As a result, diversion-of-river performance improves.

[0119]According to the invention according to claim 3, all the fields of the lower part of a part circulation way serve as input, and the area of input can be secured greatly. As a result, it can be made easy to flow into each channel in a fluid, and diversion-of-river performance can be improved.

[0120]According to the invention according to claim 4, a fluid can be made to flow into each channel from two or more parts, and diversion-of-river performance improves.

[0121]According to the invention according to claim 5, the rapid expansion of the fluid at the time of flowing into a channel is eased. Therefore, the flow of the fluid at the time of passing through input becomes smooth, and a fluid flows into each channel easily. As a result, while diversion-of-river performance improves, the pressure loss of a fluid decreases.

[0122]According to the invention according to claim 6, the plate type heat exchanger by which input was established in the lower part of the part circulation way is realizable.

[0123]According to the invention according to claim 7, section forming of the part circulation way can be carried out simply and concretely only by laminating a heat transfer plate so that a partition member may be pinched.

[0124]According to the invention according to claim 8, a partition member can be obtained by concrete composition.

[0125]According to the invention according to claim 9, simple and concrete composition can constitute input.

[0126]According to the invention according to claim 10, simple and concrete composition can constitute input.

[0127]According to the invention according to claim 11, the heat exchanger according to claim 1 to 10 will be used as the so-called supercooling heat exchanger of a dynamic type ice storage system, and efficient ice making operation becomes possible.

[0128]According to the invention according to claim 12, since the fluid which passed through input downward circulates each channel, without changing a mainstream direction, the flow of a fluid becomes smooth. As a result, diversion-of-river performance can be improved and it becomes possible to reduce the pressure loss after passing through input.

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

JP0 and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

## CLAIMS

---

### [Claim(s)]

[Claim 1]Two or more channels (A, A, --) through which at least one fluid of the two fluids which perform heat exchange mutually flows are formed in parallel mutually, In a heat exchanger which distributes a fluid which flowed from an introduction pipe (75) to each channel (A, A, --), carries out heat exchange, and is made to flow out of derivation piping (76), Between the above-mentioned introduction pipe (75) and the above-mentioned channel (A, A, --), A diversion-of-river passage (80) for leading a fluid of a gas-liquid two phase state which flowed from this introduction pipe (75) to each channel (A, A, --), A heat exchanger, wherein input (81, 81, --) which divides, is formed to this channel (A, A, --), and opens this diversion-of-river passage (80) and each above-mentioned channel (A, A, --) for free passage in the lower part of the above-mentioned part circulation way (80) is provided.

[Claim 2]A heat exchanger, wherein input (81) is opening a pars basilaris ossis occipitalis and a channel (A) of a diversion-of-river passage (80) for free passage in the heat exchanger according to claim 1.

[Claim 3]A heat exchanger, wherein input (81) is opening a field and a channel (A) of a lower half of a diversion-of-river passage (80) for free passage in the heat exchanger according to claim 1.

[Claim 4]A heat exchanger, wherein each input (81, 81, --) which opens a diversion-of-river passage (80) and each channel (A, A, --) for free passage comprises two or more communicating holes (82) in the heat exchanger according to claim 1.

[Claim 5]A heat exchanger, wherein input (81) comprises a breakthrough (82) which a passing cross section increases continuously as it goes to a channel (A) from a diversion-of-river passage (80) in the heat exchanger according to claim 1.

[Claim 6]A heat exchanger, wherein two or more heat transfer plates (P, P, --) are laminated and each channel (A, B) of two fluids which perform heat exchange is formed by turns between

this each heat transfer plate (P) in the heat exchanger according to claim 1.

[Claim 7]In the heat exchanger according to claim 6, in a four-corners part of a heat transfer plate (P). An opening (61-64) which constitutes a diversion-of-river passage by the side of an inflow of each fluid and a merging passage by the side of an outflow is provided, Between adjacent heat transfer plates (54, 55) which constitute a channel (A) of a fluid which flows with a gas-liquid two phase state, It is provided by partition member (72) which connects an opening for diversion-of-river passages (61), and each above-mentioned partition member (72), Both side surfaces stick to a periphery of each opening (61) of a heat transfer plate (54, 55) as for which the account of the upper adjoins each other, and. A heat exchanger, wherein it is formed in a barrel of hollow which is open for free passage to the above-mentioned opening (61), it forms a diversion-of-river passage (80) and input (81) is formed in the lower part of the above-mentioned partition member (72).

[Claim 8]A heat exchanger, wherein a partition member (72) is formed in a circle [ an opening (61) and concentric ] in the heat exchanger according to claim 7.

[Claim 9]A heat exchanger to which a portion from which a partition member (72) was formed in C shape with which lower [ a part of ] was cut off, and the above-mentioned partition member (72) was cut out is characterized by constituting input (81) in the heat exchanger according to claim 8.

[Claim 10]A heat exchanger characterized by input (81) being a stoma penetrated to an inside and the exterior of a diversion-of-river passage (80) in the heat exchanger according to claim 8.

[Claim 11]In a heat exchanger of any one description of the Claims 1-10, an introduction pipe (75) and derivation piping (76) of a fluid which flow with a gas-liquid two phase state, It is connected to a refrigerant circuit (20) of a refrigerating cycle where a refrigerant repeats and circulates through evaporation and condensation, and other introduction pipes (77) and derivation piping (78), A fluid which is connected to a water cycle circuit (30) provided with a heat storage tank (31), and flows into a diversion-of-river passage (80), Water which is a low-temperature refrigerant of a gas-liquid two phase state, and flowed from an introduction pipe (77) besides the above, A heat exchanger constituting so that it will be cooled by the above-mentioned refrigerant, will be in a supercooling state, and it flows out of other derivation piping (78), and it may be canceled, this supercooling state may be ice-ized and it may be stored by the above-mentioned heat storage tank (31).

[Claim 12]In a heat exchanger of any one description of the Claims 1-11, an introduction pipe (75) of a fluid which flows with a gas-liquid two phase state in the upper part. A heat exchanger, wherein it is connected to the lower part, respectively, each channel (A, A, --) extends in a sliding direction in parallel mutually, a diversion-of-river passage (80) is formed in the upper part, and derivation piping (76) is formed so that it may extend horizontally.

---

[Translation done.]

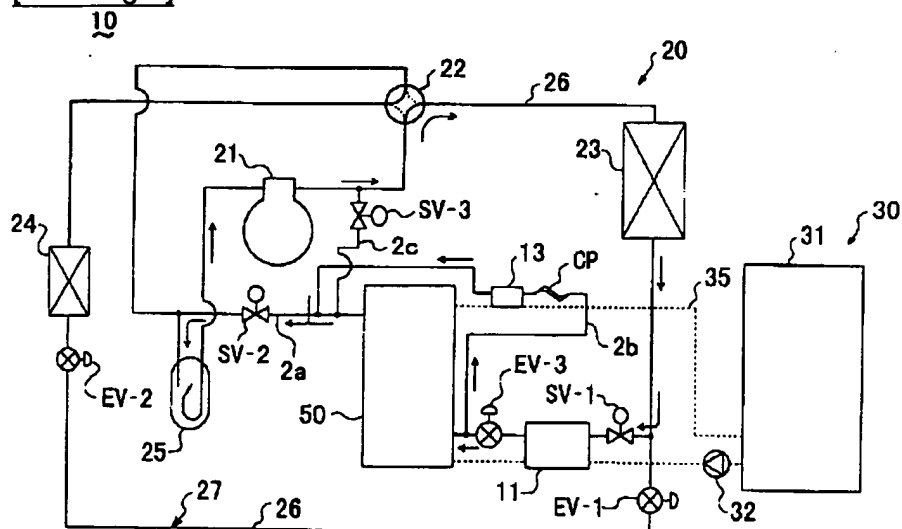
## \* NOTICES \*

JP0 and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

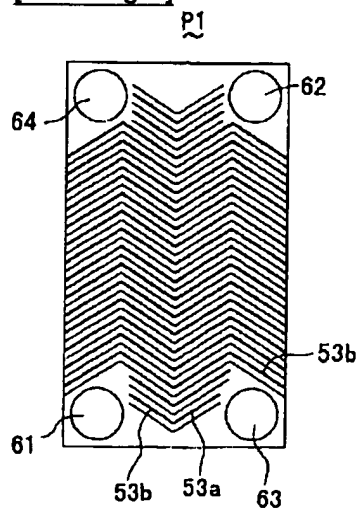
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DRAWINGS

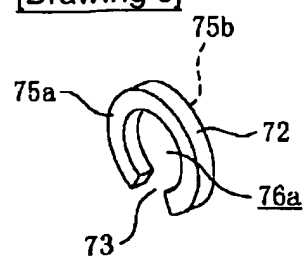
[Drawing 1]



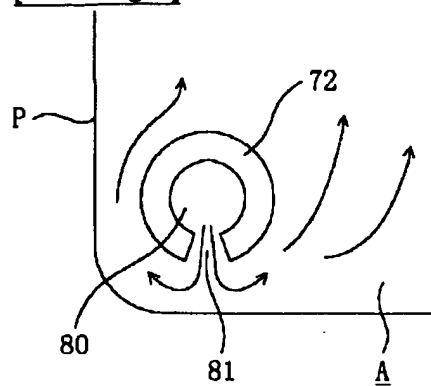
[Drawing 4]



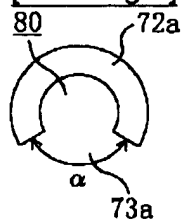
[Drawing 6]



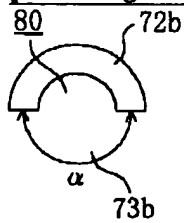
[Drawing 8]



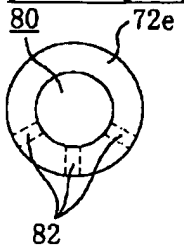
[Drawing 9]



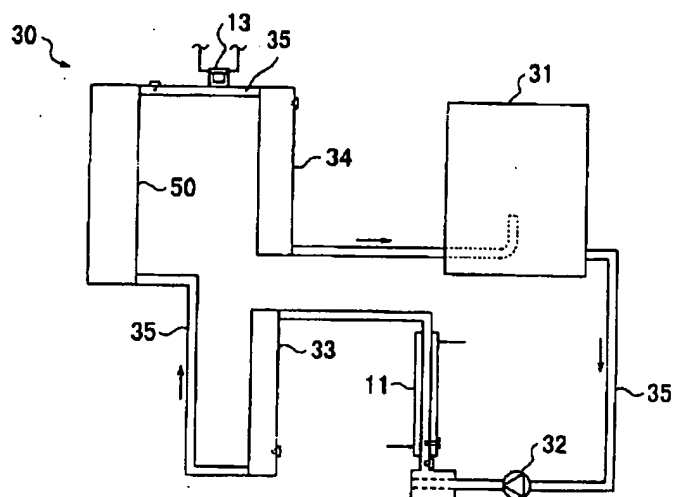
[Drawing 10]



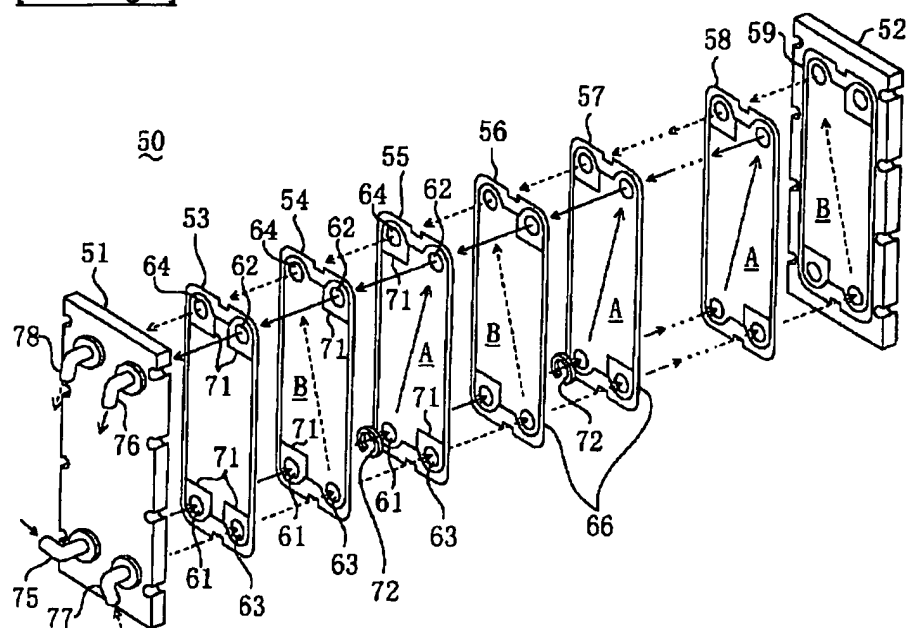
[Drawing 13]



[Drawing 2]

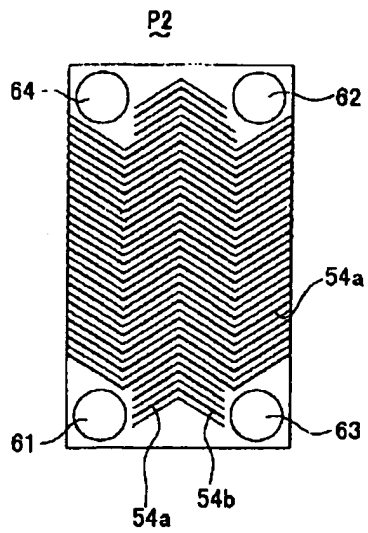


[Drawing 3]

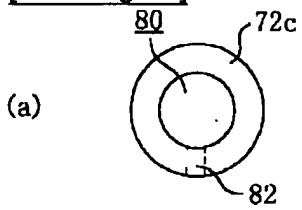


[Drawing 5]

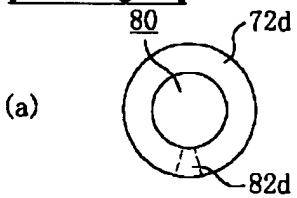




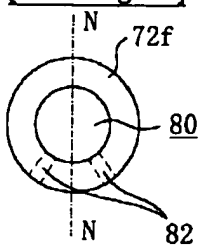
[Drawing 11]



[Drawing 12]

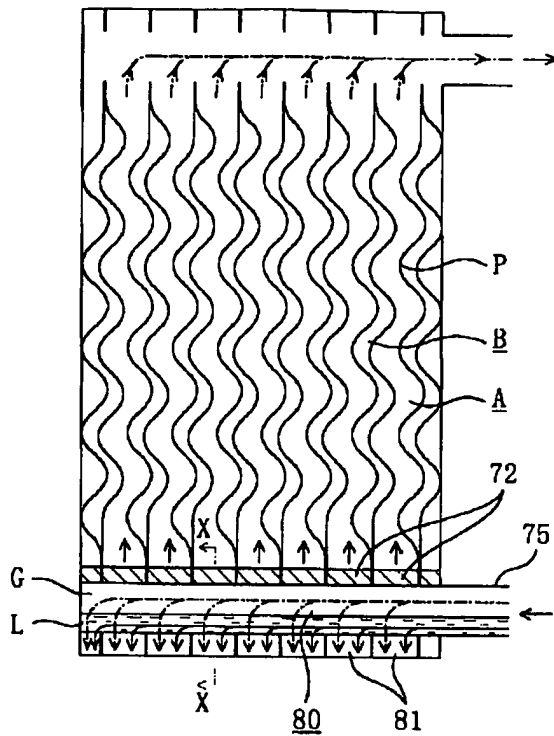


[Drawing 14]



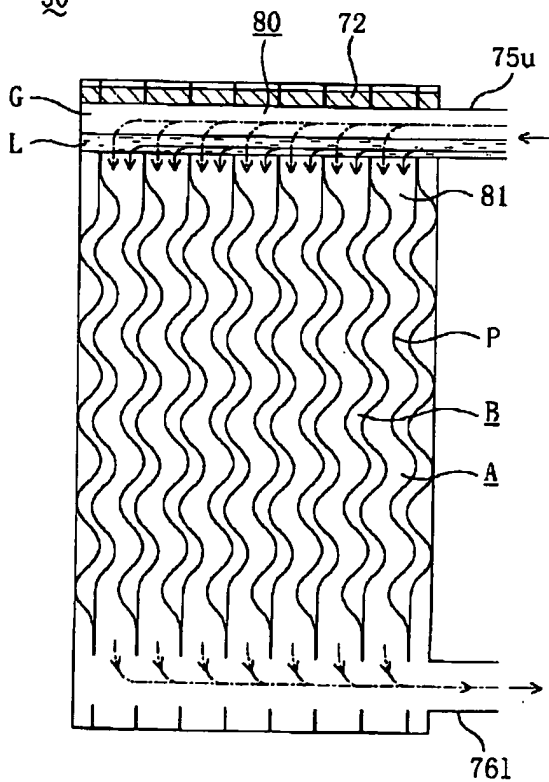
[Drawing 7]

50

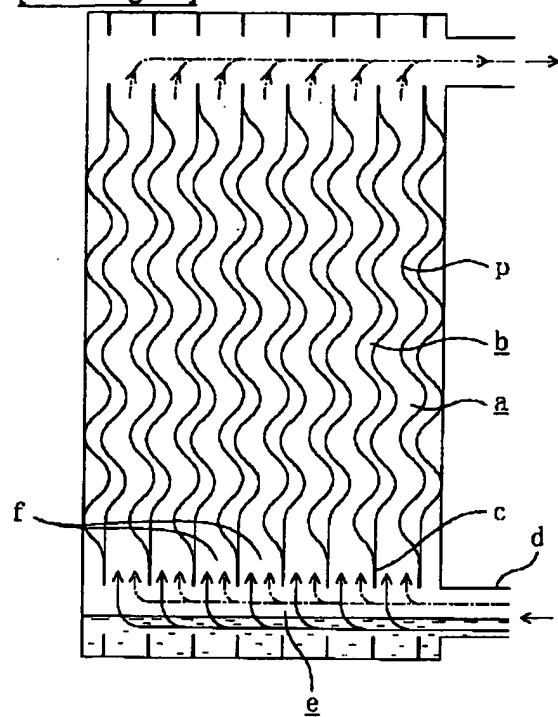


[Drawing 15]

50



[Drawing 16]



---

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-288479

(43) 公開日 平成10年(1998)10月27日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

F I

F 2 8 D 9/02

F 2 8 D 9/02

F 2 5 C 1/00

F 2 5 C 1/00

D

審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願平9-97392

(22) 出願日 平成9年(1997)4月15日

(71) 出願人 000002853

ダイキン工業株式会社

大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号

梅田センタービル

(72) 発明者 飯島 俊宏

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業

株式会社堺製作所金岡工場内

(72) 発明者 毛馬 大成

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業

株式会社堺製作所金岡工場内

(72) 発明者 田中 順一郎

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業

株式会社堺製作所金岡工場内

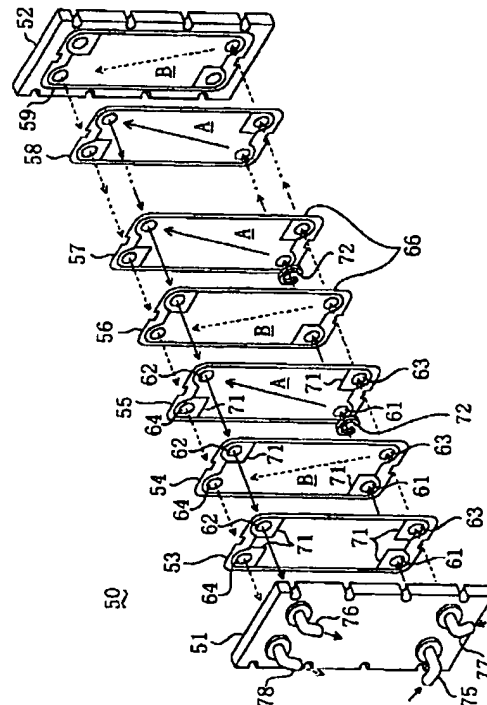
(74) 代理人 弁理士 前田 弘 (外2名)

(54) 【発明の名称】 熱交換器

(57) 【要約】

【課題】 気液二相状態の流体が分離流状態で流入した場合であっても、良好な分流性能を発揮し、優れた伝熱性能が得られる熱交換器を提供する。

【解決手段】 複数の伝熱プレート(P)を積層し、伝熱プレート(P)間に冷媒流路(A)及び水流路(B)を交互に形成する。冷媒流路(A)を形成する伝熱プレート間には、第1開口の周りを覆うシールリング(72)を挟む。シールリング(72)の内面に、冷媒導入配管(75)に連なる分流通路(80)を形成する。シールリング(72)の下部に開口部を設け、分流通路(80)と冷媒流路(A)とを連通する流入口(81)を形成する。冷媒導入配管(75)から分流通路(80)に流入した冷媒は、分離流状態となる。下部に位置する液冷媒は、上部に位置するガス冷媒の流れに乗り、流入口(81)から下向きに冷媒流路(A)に流入する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 互いに熱交換を行う2つの流体のうちの少なくとも一方の流体が流れる複数の流路(A,A,...)が互いに並列に形成され、導入配管(75)から流入した流体を各流路(A,A,...)に分配して熱交換させ、導出配管(76)から流出させる熱交換器において、

上記導入配管(75)と上記流路(A,A,...)との間には、該導入配管(75)から流入した気液二相状態の流体を各流路(A,A,...)に導くための分流通路(80)が、該流路(A,A,...)に対し区画して形成され、

上記分流通路(80)の下部に、該分流通路(80)と上記各流路(A,A,...)とを連通する流入口(81,81,...)が設けられていることを特徴とする熱交換器。

【請求項2】 請求項1に記載の熱交換器において、流入口(81)は、分流通路(80)の底部と流路(A)とを連通していることを特徴とする熱交換器。

【請求項3】 請求項1に記載の熱交換器において、流入口(81)は、分流通路(80)の下半分の領域と流路(A)とを連通していることを特徴とする熱交換器。

【請求項4】 請求項1に記載の熱交換器において、分流通路(80)と各流路(A,A,...)とを連通する各流入口(81,81,...)は、複数の連通孔(82)から構成されていることを特徴とする熱交換器。

【請求項5】 請求項1に記載の熱交換器において、流入口(81)は、分流通路(80)から流路(A)に向かうにつれて通過断面積が連続的に増加する貫通孔(82)から構成されていることを特徴とする熱交換器。

【請求項6】 請求項1に記載の熱交換器において、複数の伝熱プレート(P,P,...)が積層され、該各伝熱プレート(P)の間には、熱交換を行う2流体の各流路(A,B)が交互に形成されていることを特徴とする熱交換器。

【請求項7】 請求項6に記載の熱交換器において、伝熱プレート(P)の四隅部には、各流体の流入側の分流通路及び流出側の合流通路を構成する開口(61-64)が設けられ、

気液二相状態で流入する流体の流路(A)を構成する隣り合う伝熱プレート(54,55)の間には、分流通路用の開口(61)を繋ぐ仕切部材(72)が設けられ、

上記各仕切部材(72)は、両側面が上記隣り合う伝熱プレート(54,55)のそれぞれの開口(61)の周縁に密着すると共に、上記開口(61)に連通する中空の筒体に形成されて分流通路(80)を形成し、

流入口(81)は、上記仕切部材(72)の下部に形成されていることを特徴とする熱交換器。

【請求項8】 請求項7に記載の熱交換器において、仕切部材(72)は、開口(61)と同心状の円環状に形成されていることを特徴とする熱交換器。

【請求項9】 請求項8に記載の熱交換器において、仕切部材(72)は、下部の一部が切り取られたC字型に形

成され、

上記仕切部材(72)の切り取られた部分が、流入口(81)を構成していることを特徴とする熱交換器。

【請求項10】 請求項8に記載の熱交換器において、流入口(81)は、分流通路(80)の内部と外部とに貫通する小孔であることを特徴とする熱交換器。

【請求項11】 請求項1-10のいずれか一つに記載の熱交換器において、

気液二相状態で流入する流体の導入配管(75)及び導出配管(76)は、冷媒が蒸発及び凝縮を繰り返して循環する冷凍サイクルの冷媒回路(20)に接続され、

他の導入配管(77)及び導出配管(78)は、蓄熱槽(31)を備えた水循環回路(30)に接続され、

分流通路(80)に流入する流体は、気液二相状態の低温冷媒であり、

上記他の導入配管(77)から流入した水が、上記冷媒に冷却されて過冷却状態となって他の導出配管(78)から流出し、該過冷却状態を解消されて氷化し、上記蓄熱槽(31)に貯留されるように構成されていることを特徴とする熱交換器。

【請求項12】 請求項1-11のいずれか一つに記載の熱交換器において、

気液二相状態で流入する流体の導入配管(75)は上部に、導出配管(76)は下部にそれぞれ接続され、

各流路(A,A,...)は、互いに平行に上下方向に延び、分流通路(80)は、上部に形成されると共に、水平方向に延びるように形成されていることを特徴とする熱交換器。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、熱交換器に係り、特に、熱交換を行う流体のうち少なくとも一方が気液二相状態で熱交換器に流入する場合における、当該流体の分流通路の向上に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】 従来より、空調装置や冷凍装置、冷蔵装置などにおいて、各種の熱交換器が使用されている。それらの熱交換器のうち、プレート式熱交換器は、熱通過率が大きく、コンパクトな熱交換器として知られている。

【0003】 一般的に、プレート式熱交換器は、四隅部に開口が設けられた略矩形状の伝熱プレートを、複数枚積層して構成される。図16に示すように、熱交換を行う各流体の流路(a),(b)は、伝熱プレート(p)の間に、交互に形成される。各開口の周囲は、伝熱プレート(p)の積層方向のいずれか一方に膨出し、隣り合う伝熱プレートの膨出部分(c)同士が当接する。そして、複数の開口と当接部分(c)とによって区画された空間が、導入配管(d)に連続する分流通路(e)を形成する。

【0004】 熱交換を行う流体は、導入配管(d)を通過

した後、分流通路(e)に流入する。そして、流体は、この分流通路(e)から各流路(a, a, …)に分配される。つまり、分流する。

【0005】ところで、従来のプレート式熱交換器は、液-液用熱交換器として用いられる場合が多かった。つまり、熱交換を行う両流体が、プレート式熱交換器内に液状態で流入し、液状態で熱交換を行い、液状態で流出するように使用される場合が多かった。

【0006】また、従来のプレート式熱交換器は、流入部を熱交換器本体の下部に設け、流出部を上部に設けて、流体を上方に向かって流すように構成されていた。そして、分流通路(e)から各流路(a, a, …)への流体の入口である流入口(f, f, …)は、分流通路(e)の上部に設けられていた。従って、導入配管(d)から分流通路(e)に向かって水平方向に流入した流体は、分流通路(e)において流れ方向を略90度変化させ、流入口(f, f, …)を通じて各流路(a, a, …)を上方に向かって流れるようになっていた。

#### 【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところで、冷媒回路に設けられる熱交換器、特に蒸発器では、一般に、熱交換流体たる冷媒は、気液二相状態で流入する。液冷媒とガス冷媒とでは比重が異なるため、気液二相流は、流路断面積や流速に応じて、様々な流動様式で熱交換器に流入することになる。

【0008】熱交換器の流入部の流路断面積が大きいと、気液二相流は、上部にガスが、下部に液が位置する分離流となる。気液二相冷媒が分離流の場合には、分流通路(e)から各流路(a, a, …)に流入する冷媒の分流性能は、著しく低下する。すなわち、各流路(a, a, …)ごとに流量のばらつきが生じ、熱交換量が各流路(a, a, …)ごとに異なる。その結果、顕熱変化しか行えないガス状態の冷媒が多く流れる流路が存在するなど、熱交換器全体の熱交換量が低下する。

【0009】その原因は、下記のように考えられる。

【0010】上記分流通路(e)において、液冷媒は、ガス冷媒の流れに乗って流れる。つまり、液冷媒は、ガス冷媒によって運び去られるようにして、各流路(a, a, …)に流入する。しかし、流入口(f)が分流通路(e)の上部に位置しているので、流入口(f)付近には、主としてガス冷媒が位置することになる。そのため、液冷媒はガス冷媒の流れに乗りにくくなり、結果的に、偏流が生じやすくなっている。従って、液冷媒が十分に流れていない箇所では、有効に熱交換が行われない。その結果、熱交換器全体の熱交換量は低下する。

【0011】このように、従来のプレート式熱交換器は、熱交換流体として気液二相状態の流体を用いた場合、分流性能が低下していた。そのため、冷媒回路に従来のプレート式熱交換器を単純に設けたのでは、分流性能の悪化から、所望の熱交換量を得ることができなかつ

た。

【0012】本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、気液二相状態の流体が分離流状態で流入した場合であっても、良好な分流性能を発揮し、優れた伝熱性能が得られる熱交換器を提供することにある。

#### 【0013】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明は、分流通路の下部に流入口を設けることとした。このことにより、分流通路から流路へ流入する際に、流体は下方に向かって流れることになる。従って、上部に位置するガス状流体が、下部に位置する液状流体を選びやすくなり、液状流体は流路に流入しやすくなる。その結果、偏流は防止され、分流性能が向上することとなる。

【0014】具体的には、請求項1に記載の発明が講じた手段は、互いに熱交換を行う2つの流体のうちの少なくとも一方の流体が流れる複数の流路(A, A, …)が互いに並列に形成され、導入配管(75)から流入した流体を各流路(A, A, …)に分配して熱交換させ、導出配管(76)から流出させる熱交換器において、上記導入配管(75)と上記流路(A, A, …)との間には、該導入配管(75)から流入した気液二相状態の流体を各流路(A, A, …)に導くための分流通路(80)が、該流路(A, A, …)に対し区画して形成され、上記分流通路(80)の下部に、該分流通路(80)と上記各流路(A, A, …)とを連通する流入口(81, 81, …)が設けられている構成としたものである。

【0015】上記発明特定事項により、分流通路(80)において、上部にガス状流体が、下部に液状流体が位置することとなる。そして、流入口(81)付近には液状流体が存在するので、流入口(81)から離れた位置にあるガス状流体は、液状流体を伴って流入口(81)に流れ込みやすくなる。その結果、液状流体は各流路(A, A, …)に流入しやすくなり、分流性能が向上する。

【0016】請求項2に記載の発明が講じた手段は、請求項1に記載の熱交換器において、流入口(81)は、分流通路(80)の底部と流路(A)とを連通している構成としたものである。

【0017】上記発明特定事項により、液状流体が貯まりやすい底部に、流入口(81)が設けられることとなる。従って、流入口(81)付近には、常に液状流体が存在することとなり、液状流体が流入口(81)から流入しやすくなる。その結果、分流性能が向上する。

【0018】請求項3に記載の発明が講じた手段は、請求項1に記載の熱交換器において、流入口(81)は、分流通路(80)の下半分の領域と流路(A)とを連通している構成としたものである。

【0019】上記発明特定事項により、分流通路(80)の下方の領域すべてが流入口(81)となり、流入口(81)の面積が大きく確保されることとなる。従って、流体は流路

(A)に流入しやすくなり、分流性能が向上する。

【0020】請求項4に記載の発明が講じた手段は、請求項1に記載の熱交換器において、分流通路(80)と各流路(A,A,...)とを連通する各流入口(81,81,...)は、複数の連通孔(82)から構成されている構成としたものである。

【0021】上記発明特定事項により、複数の箇所から流体が各流路(A,A,...)に流入することとなる。流体は各流路(A,A,...)に流入しやすくなり、分流性能が向上する。

【0022】請求項5に記載の発明が講じた手段は、請求項1に記載の熱交換器において、流入口(81)は、分流通路(80)から流路(A)に向かうにつれて通過断面積が連続的に増加する貫通孔(82)から構成されている構成としたものである。

【0023】上記発明特定事項により、流入口(81)から流入する際の流体の急膨張が緩和され、流入口(81)を通過する流体の流れがスムーズになる。そして、流体は各流路(A,A,...)に流入しやすくなる。その結果、分流性能が向上すると共に、流体の圧力損失が減少する。

【0024】請求項6に記載の発明が講じた手段は、請求項1に記載の熱交換器において、複数の伝熱プレート(P,P,...)が積層され、該各伝熱プレート(P)の間には、熱交換を行う2流体の各流路(A,B)が交互に形成されている構成としたものである。

【0025】上記発明特定事項により、分流通路(80)の下部に流入口(81)が設けられたプレート式熱交換器が実現される。

【0026】請求項7に記載の発明が講じた手段は、請求項6に記載の熱交換器において、伝熱プレート(P)の四隅部には、各流体の流入側の分流通路及び流出側の合流通路を構成する開口(61~64)が設けられ、気液二相状態で流入する流体の流路(A)を構成する隣り合う伝熱プレート(54,55)の間には、分流通路用の開口(61)を繋ぐ仕切部材(72)が設けられ、上記各仕切部材(72)は、両側面が上記隣り合う伝熱プレート(54,55)のそれぞれの開口(61)の周縁に密着すると共に、上記開口(61)に連通する中空の筒体に形成されて分流通路(80)を形成し、流入口(81)は、上記仕切部材(72)の下部に形成されている構成としたものである。

【0027】上記発明特定事項により、仕切部材(72)を挟むように伝熱プレート(P)を積層するだけで、簡易かつ具体的な構成に基づいて、分流通路(80)が区画形成される。

【0028】請求項8に記載の発明が講じた手段は、請求項7に記載の熱交換器において、仕切部材(72)は、開口(61)と同心状の円環状に形成されている構成としたものである。

【0029】上記発明特定事項により、具体的な構成によって、仕切部材(72)が得られることとなる。

【0030】請求項9に記載の発明が講じた手段は、請

求項8に記載の熱交換器において、仕切部材(72)は、下部の一部が切り取られたC字型に形成され、上記仕切部材(72)の切り取られた部分が、流入口(81)を構成している構成としたものである。

【0031】上記発明特定事項により、簡易かつ具体的な構成によって、流入口(81)が構成される。

【0032】請求項10に記載の発明が講じた手段は、請求項8に記載の熱交換器において、流入口(81)は、分流通路(80)の内部と外部とに貫通する小孔である構成としたものである。

【0033】上記発明特定事項により、簡易かつ具体的な構成によって、流入口(81)が構成される。

【0034】請求項11に記載の発明が講じた手段は、請求項1~10のいずれか一つに記載の熱交換器において、気液二相状態で流入する流体の導入配管(75)及び導出配管(76)は、冷媒が蒸発及び凝縮を繰り返して循環する冷凍サイクルの冷媒回路(20)に接続され、他の導入配管(77)及び導出配管(78)は、蓄熱槽(31)を備えた水循環回路(30)に接続され、分流通路(80)に流入する流体は、気液二相状態の低温冷媒であり、上記他の導入配管(77)から流入した水が、上記冷媒に冷却されて過冷却状態となって他の導出配管(78)から流出し、該過冷却状態を解消されて氷化し、上記蓄熱槽(31)に貯留されるように構成されている構成としたものである。

【0035】上記発明特定事項により、請求項1~10に記載の熱交換器が、いわゆるダイナミック式水蓄熱装置の過冷却熱交換器として用いられることとなる。

【0036】請求項12に記載の発明が講じた手段は、請求項1~11のいずれか一つに記載の熱交換器において、気液二相状態で流入する流体の導入配管(75)は上部に、導出配管(76)は下部にそれぞれ接続され、各流路(A,A,...)は、互いに平行に上下方向に延び、分流通路(80)は、上部に形成されると共に、水平方向に延びるように形成されている構成としたものである。

【0037】上記発明特定事項により、流入口(81)を下向きに通過した流体は、そのまま流れ方向を変化させずに、各流路(A,A,...)を下向きに流れることになる。そのため、流入口(81)を通過する流れがスムーズになり、流体は各流路(A,A,...)に流入しやすくなる。その結果、分流性能が向上すると共に、流入口(81)を通過した後の圧力損失が減少する。

【0038】

【発明の実施の形態1】以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

【0039】実施形態1に係る熱交換器(50)は、氷蓄熱式空調装置(10)に設けられた過冷却水生成用の熱交換器(50)、つまり過冷却熱交換器(50)である。まず、空調装置(10)の全体構成について簡単に説明し、その後、過冷却熱交換器(50)について詳細に説明する。

【0040】—空調装置(10)の構成—

空気調和装置(10)は、冷媒循環回路(20)と水循環回路(30)とから構成されている。

【0041】冷媒循環回路(20)は、圧縮機(21)、四路切換弁(22)、室外熱交換器(23)、室外電動膨張弁(EV-1)、室内電動膨張弁(EV-2)、室内熱交換器(24)、及びアキュムレータ(25)が、冷媒配管(26)によって接続されて構成される可逆運転自在なメイン冷媒回路(27)を備えている。更に、冷媒循環回路(20)には、蓄熱冷媒回路(2a)、種水回路(2b)、及びホットガス回路(2c)が設けられている。

【0042】蓄熱冷媒回路(2a)は、後述する冷蓄熱運転時に冷媒が循環する回路であって、一端が室外熱交換器(23)と室外電動膨張弁(EV-1)との間に、他端が四路切換弁(22)とアキュムレータ(25)との間に接続されるとともに、第1電磁弁(SV-1)、予熱器(11)、蓄熱電動膨張弁(EV-3)、過冷却熱交換器(50)、及び第2電磁弁(SV-2)が順に接続されて構成されている。

【0043】種水回路(2b)は、水循環回路(30)において種水を生成させるための回路であって、一端が蓄熱冷媒回路(2a)における蓄熱電動膨張弁(EV-3)と過冷却熱交換器(50)との間に、他端が過冷却熱交換器(50)と第2電磁弁(SV-2)との間に接続されるとともに、キャピラリーチューブ(CP)及び種水生成器(13)が順に接続されて構成されている。

【0044】ホットガス回路(2c)は、蓄熱槽(31)に蓄えられた水を利用する冷房運転時等に圧縮機(21)の吐出冷媒を過冷却熱交換器(50)に供給する回路であって、一端が圧縮機(21)の吐出側に、他端が蓄熱冷媒回路(2a)における第2電磁弁(SV-2)と過冷却熱交換器(50)との間に接続され、第3電磁弁(SV-3)を備えている。

【0045】以上が冷媒循環回路(20)の構成である。

【0046】一方、水循環回路(30)は、図2に示すように、蓄熱槽(31)、ポンプ(32)、予熱器(11)、混合器(33)、過冷却熱交換器(50)、及び過冷却解消部(34)が水配管(35)によって接続されて構成されている。

【0047】そして、過冷却熱交換器(50)は、本実施形態に係る熱交換器であって、冷媒循環回路(20)を流れる冷媒と水循環回路(30)を流れる水との間で熱交換を行わせ、冷蓄熱運転時には水を過冷却状態まで冷却する。

【0048】予熱器(11)は、冷媒循環回路(20)を流れる冷媒によって、蓄熱槽(31)から流れてきた氷水を加熱して、水配管(35)を流れる氷片を融解する熱交換器である。種水生成器(13)は、水配管(35)を流れる水の一部を冷媒循環回路(20)を流れる冷媒によって冷却氷化し、それを種水として過冷却解消部(34)に向かって供給する。混合器(33)は、予熱器(11)で加熱された水と氷とを攪拌して氷の融解を促進させる。過冷却解消部(34)は、種水生成器(13)で生成された種水と過冷却熱交換器(50)で生成された過冷却水とを攪拌して過冷却状態を解消する。

【0049】一過冷却熱交換器(50)の構成一

次に、過冷却熱交換器(50)について説明する。

【0050】図3の分解斜視図に示すように、過冷却熱交換器(50)は、2枚のフレーム(51)、(52)の間に複数枚の伝熱プレート(P)、つまり伝熱プレート(53)～(59)が積層されて構成されている。

【0051】伝熱プレート(53)～(59)は、金属製の平板がプレス加工によって波板状に形成されて成る。これら伝熱プレート(53)～(59)は、波形状の異なる2種類の伝熱プレート、即ち、第1タイプの伝熱プレート(P1)と、第2タイプの伝熱プレート(P2)とで構成されている。そして、過冷却熱交換器(50)は、第1タイプの伝熱プレート(P1)及び第2タイプの伝熱プレート(P2)が、一定の間隔を存して交互に重ね合わされ、これらがろう付けにより一体的に接合されて構成されている。なお、図4は第1タイプの伝熱プレート(P1)を、図5は第2タイプの伝熱プレート(P2)を模式的に表している。

【0052】まず、第1タイプの伝熱プレート(P1)について説明する。図4に示すように、第1タイプの伝熱プレート(P1)は、四隅部に開口(61)～(64)が設けられているとともに、その他の部分は波板状に形成されている。この波形状は、正弦波状の波を形成する山部(図4における太線部分)と谷部(図4における細線部分)とが交互に形成された形状となっている。この波形状について更に詳しく説明すると、山部と谷部の延長方向が、図4の右方向に向うにしたがって上側に傾斜するように配設された上流側傾斜部(53a)と、下側に傾斜するように配設された下流側傾斜部(53b)とが交互に形成された所謂ヘリンボーン形状となっている。

【0053】一方、図5に示すように、第2タイプの伝熱プレート(P2)も、第1タイプの伝熱プレート(P1)と同様に、開口(61)～(64)が四隅部に形成されているとともに、その他の部分は波板状に形成されている。この第2タイプの伝熱プレート(P2)は、山部と谷部の延長方向が、第1タイプの伝熱プレート(P1)と異なっている。即ち、上述した第1タイプの伝熱プレート(P1)では、図4に示すように、左端から、上方傾斜部(53a)、下方傾斜部(53b)の順でヘリンボーン形状が構成されているのに対し、第2タイプの伝熱プレート(P2)では、図5に示すように、左端から、下方傾斜部(54b)、上方傾斜部(54a)の順でヘリンボーン形状が構成されている。

【0054】図3に示すように、第1タイプの伝熱プレート(P1)及び第2タイプの伝熱プレート(P2)は、いずれも周縁部(66)が肉厚に形成されており、波形状が形成された中央部に比べて周縁部(66)の厚さが厚く形成されている。そして、この周縁部(66)同士がろう付けされることによって互いに接合されるように形成されている。

【0055】また、伝熱プレート(53)～(59)同士の接合に際して、所定の開口(61)～(64)の周囲には、水と冷媒との混合を防止するシール部材(71)が挟まれている。具体的には、冷媒流路(A)を形成する面には、水流路(B)の



流入通路及び流出通路となる第3開口(63)及び第4開口(64)の周囲にシール部材(71)が挟まれており、水流路(B)を形成する面には、冷媒流路(A)の流入通路及び流出通路となる第1開口(61)及び第2開口(62)の周囲にシール部材(71)が挟まれている。つまり、伝熱プレート(53)～(59)の間には、水流路(B)に冷媒が流入せず、かつ冷媒流路(A)に水が流入しないように、所定の開口(61)～(64)の周囲を覆うシール部材(71)が設けられている。

【0056】一方、伝熱プレート(54)と伝熱プレート(55)との間、及び伝熱プレート(56)と伝熱プレート(57)との間には、第1開口(61)の周りを囲む仕切部材であるシールリング(72)が設けられている。つまり、冷媒流路(A)を構成する伝熱プレート間における第1開口(61)に対応する位置には、シールリング(72)が設けられている。

【0057】図6に示すように、シールリング(72)は、円環の一部を切り取ったC字型に形成されたシール部材である。シールリング(72)の両側面(75a),(75b)は、平面状に形成されており、隣り合う伝熱プレート(54)及び伝熱プレート(55)、伝熱プレート(56)及び伝熱プレート(57)のそれぞれの対向面と接触している。シールリング(72)の幅は、伝熱プレート(53)～(59)の積層間隔、つまり、冷媒流路(A)の幅と等しい。

【0058】シールリング(72)の内径は、第1開口(61)の直径と等しい。従って、シールリング(72)の内側には、直径が第1開口(61)の直径に等しい略円筒状の空間(76a)が区画形成されている。この略円筒状の空間(76a)及び第1開口(61)が分流通路(80)を形成している。なお、シールリング(72)の開口部(73)は、下部に位置している。

【0059】このようなシールリング(72)を設けることにより、図7に示すように、冷媒導入配管(75)に対応する位置には、第1開口(61)及びシールリング(72)によって、分流通路(80)が区画形成されている。つまり、シールリング(72)の内側に、直径が第1開口(61)の直径に等しい略円筒形状の分流通路(80)が形成されている。そして、各シールリング(72,72,...)の開口部(73,73,...)は、分流通路(80)から各冷媒流路(A,A,...)への流入口(81,81,...)を形成している。この流入口(81,81,...)は、分流通路(80)の下部に設けられている。より具体的に言えば、流入口(81,81,...)は、分流通路(80)の底部と冷媒流路(A,A,...)とを連通している。

【0060】次に、各伝熱プレート(53)～(59)の配設状態について説明する。図3において最も手前側に位置する第1プレート(53)は、第1タイプの伝熱プレート(P1)である。第1プレート(53)は、各開口(61)～(64)の周囲を囲むように、シール部(71)を挟んでフレーム(51)と接合されている。シール部(71)は、各開口(61)～(64)の周囲をシールしている。

【0061】また、第2タイプの伝熱プレート(P2)で成

る第2プレート(54)は、第1開口(61)の周囲及び第2開口(62)の周囲にシール部材(71)を挟んで、第1プレート(53)と接合されている。その結果、第1プレート(53)と第2プレート(54)の間では、第3開口(63)と第4開口(64)との間で水の流通が可能な水流路(B)が形成されている。

【0062】さらに、第1タイプの伝熱プレート(P1)で成る第3プレート(55)は、第3開口(63)の周囲及び第4開口(64)の周囲にシール部材(71)を挟んで、第2プレート(54)と接合されている。従って、第2プレート(54)と第3プレート(55)の間では、第1開口(61)と第2開口(62)との間で冷媒の流通が可能な冷媒流路(A)が形成されている。また、上述したように、第1開口(61)部分には、シールリング(72)が挟まれている。

【0063】そして、第2タイプの伝熱プレート(P2)で成る第4プレート(56)は、第1開口(61)の周囲及び第2開口(62)の周囲にシール部材(71)を挟んで、第3プレート(55)と接合されている。従って、第3プレート(55)と第4プレート(56)の間には、第3開口(63)と第4開口(64)との間で水の流通が可能な水流路(B)が形成されている。

【0064】このようにして、第1タイプの伝熱プレート(P1)と第2タイプの伝熱プレート(P2)とが交互に積層され、これらが一体的にろう付けされている。なお、ろう付けされている箇所は、各シール部及び各伝熱プレートの周縁部(66)である。

【0065】一方(図3の手前側)のフレーム(51)には、各開口(61)～(64)に対応して配管(75)～(78)が接続されている。すなわち、第1開口(61)に対して冷媒導入配管(75)が、第2開口(62)に対して冷媒導出配管(76)が、第3開口(63)に対して水導入配管(77)が、第4開口(64)に対して水導出配管(78)がそれぞれ接続されている。

【0066】上記のような構成であるため、各伝熱プレート(53)～(59)の間には、冷媒流路(A)と水流路(B)とが交互に形成されている。つまり、図3に示す実線矢印のように、冷媒は、冷媒導入配管(75)を経て分流通路(80)に流入し、冷媒流路(A,A,...)を通過した後、各第2開口(62,62,...)部分を経て冷媒導出配管(76)から導出されるようになっている。同様に、水は、図3に示す波線矢印のように、水導入配管(77)を経て各第3開口(63,63,...)部分から水流路(B,B,...)に流入し、その後、各第4開口(64,64,...)部分を経て水導出配管(78)から導出されるようになっている。このようにして、伝熱プレート(53)～(59)を介して冷媒と水とが熱交換を行うように構成されている。

【0067】—運転動作—

次に、空気調和装置(10)の運転動作(冷蓄熱運転動作)について説明する。

【0068】冷蓄熱運転では、図1に示すように、四路

切換弁(22)が実線側に切り換えられ、蓄熱電動膨張弁(EV-3)が所定開度に調整される一方、他の電動膨張弁(EV-1, EV-2)は閉鎖される。また、第1及び第2電磁弁(SV-1, SV-2)は開口し、第3電磁弁(SV-3)は閉鎖している。

【0069】この状態において、冷媒循環回路(20)では、圧縮機(21)から吐出した冷媒は、図1に矢印で示すように、室外熱交換器(23)で外気と熱交換して凝縮する。その後、この冷媒は、蓄熱電動膨張弁(EV-3)で減圧した後、過冷却熱交換器(50)で水と熱交換して蒸発し、この水を過冷却状態(例えば-2℃)まで冷却する。その後、上記冷媒はアキュムレータ(25)を経て圧縮機(21)に吸入される。

【0070】また、本運転にあつては、冷媒の一部が、蓄熱電動膨張弁(EV-3)の下流側から種水回路(2b)に分流し、キャピラリチューブ(CP)により減圧された後、種水生成器(13)で蒸発して、アキュムレータ(25)を経て圧縮機(21)に吸入される。この種水生成器(13)において、冷媒は、水配管(35)を流れる水と熱交換し、種水を水配管(35)の内壁面に生成する。

【0071】一方、水循環回路(30)では、ポンプ(32)を駆動することにより、水を循環させる。図2に示すように、蓄熱槽(31)から流出した水は、ポンプ(32)を経て、予熱器(11)で加熱された後、混合器(33)で攪拌される。その後、この水は過冷却熱交換器(50)で冷媒と熱交換して冷却され、所定の過冷却状態になって過冷却熱交換器(50)から流出する。そして、過冷却熱交換器(50)から流出した過冷却状態の水は、種水生成器(13)において更に冷却され、種水を水配管(35)の内壁面に生成する。その後、この種水の周囲で氷核が生成され、この氷核を含んだ過冷却水は過冷却解消器(34)に供給される。そして、過冷却解消器(34)において、氷核と過冷却水とが攪拌され、蓄熱用のスラリー状の水が生成されて蓄熱槽(31)に回収貯留される。

【0072】一過冷却熱交換器(50)内の冷媒及び水の流れ次に、過冷却熱交換器(50)内の冷媒および水の流れについて説明する。

【0073】水は、図3の破線矢印で示すように、水導入配管(77)を経て各第3開口(63, 63, ...)より水流路(B, B, ...)に流入する、そして、水流路(B, B, ...)を流通した後、各第4開口(64, 64, ...)を経て、水導出配管(78)より導出される。このとき、水は、冷媒流路(A)内を流れる冷媒によって冷却され、過冷却状態となって、水導出配管(78)から流出する。

【0074】一方、冷媒は、図3の実線矢印で示すように、各冷媒流路(A, A, ...)を流れる。以下、図7及び図8を参照しながら、冷媒の流れを具体的に説明する。

【0075】図7に示すように、まず、気液二相状態の冷媒は、冷媒導入配管(75)を経て、分流通路(80)に流入する。

【0076】分流通路(80)に流入した冷媒は、基本的に、ガス冷媒(G)が上部に位置し、液冷媒(L)が下部に位置する分離状態となる。そして、ガス冷媒(G)及び液冷媒(L)は、流入口(81, 81, ...)を下方に向かって通過し、各冷媒流路(A, A, ...)に流入する。なお、図7において、実線矢印は液冷媒(L)の流れを、一点鎖線の矢印はガス冷媒(G)の流れを模式的に表している。ガス冷媒(G)は、液冷媒(L)を選び去るようにして流れ、各冷媒流路(A, A, ...)には、ガス冷媒(G)及び液冷媒(L)が均等に流れ込む。

【0077】図8に示すように、冷媒流路(A)に下向きに流入した冷媒は、流れ方向を変化させる。冷媒の主流はシールリング(72)の外周面に沿って回り込むように流れ、全体として上向きの流れとなって、冷媒流路(A)を流通する。

【0078】そして、冷媒は、水流路(B)を流れる水と熱交換を行いながら、冷媒流路(A)を流通する。この際、冷媒は水によって加熱され、液冷媒(L)は蒸発する。逆に言うと、冷媒は、水流路(B)内の水を冷却しながら、冷媒流路(A)を流通する。

【0079】そして、冷媒流路(A)を通過した冷媒は、各第2開口(62, 62, ...)を経て、冷媒導出配管(76)より導出される。

【0080】以上のようにして、過冷却熱交換器(50)を用いた冷蓄熱運転が行われる。

【0081】なお、本空気調和装置(10)では、上記の冷蓄熱運転の他に、四路切換弁(2)や各電磁弁(SV-1, SV-2, SV-3)等を切り換えることによって、蓄熱槽(31)内に貯留された氷の冷熱を利用した室内冷房運転が可能になっている。また、冷媒循環回路(20)のみを利用して室内の空調を行う通常冷房運転や通常暖房運転も可能である。

【0082】一過冷却熱交換器(50)の効果一

本実施形態に係る過冷却熱交換器(50)によれば、分流通路(80)から各冷媒流路(A, A, ...)への流入口(81)は、分流通路(80)の下部に形成されている。そのため、分流通路(80)に流入した気液二相流が各冷媒流路(A, A, ...)に流入する際に、下方に位置する液冷媒(L)は、上方に位置するガス冷媒の流れに乗りやすくなる。その結果、ガス冷媒(G)及び液冷媒(L)は、各冷媒流路(A, A, ...)に安定して流入し、偏流を生じることなく均等に流入する。

【0083】特に、流入口(81)は分流通路(80)の底部に設けられているので、液冷媒(L)は常に流入口(81)付近に位置することとなり、液冷媒(L)は確実に各流路(A, A, ...)に流入する。

【0084】従って、もっぱらガス冷媒(G)が流れる流路等は存在せず、すべての冷媒流路((A, A, ...)において、冷媒と水との熱交換が良好に行われる。そのため、熱交換器の本来の性能を十分に発揮することができる。

【0085】従って、熱交換流体として気液二相状態の冷媒を用いても、伝熱性能は低下しない。そのため、本

形態に係る過冷却熱交換器(50)によって、プレート式熱交換器を冷媒回路内の蒸発器として使用することが可能となる。

【0086】なお、本形態に係る過冷却熱交換器(50)において、液冷媒(L)またはガス冷媒(G)を单相流で流入させることも、もちろん可能である。従って、上記の空気調和装置(10)において、過冷却熱交換器(50)を凝縮器として使用することもできる。そのため、本形態に係る熱交換器(50)を、可逆運転自在な冷凍装置の熱交換器、例えばヒートポンプ式の空気調和装置の熱交換器として使用することができる。

#### 【0087】一変形例一

上記の実施形態においては、熱交換器(50)内の熱交換流体として、冷媒を用いている。しかし、熱交換流体は冷媒に限られず、本熱交換器(50)は、冷媒回路内に設置される熱交換器に限定されるものではない。熱交換流体は、例えば、水と空気との混合流体であってもよい。

#### 【0088】

【発明の実施の形態2】実施形態2に係る熱交換器は、実施形態1に係る熱交換器(50)において、シールリング(72)の形状を変更したものである。具体的には、シールリング(72)の切り取り部分の大きさを変更したものである。

【0089】その他の構造は、実施形態1の熱交換器(50)と同様である。従って、ここでは、シールリング(72)についてのみ説明する。

【0090】図9に示すシールリング(72a)では、開口部(73a)の開口角度 $\alpha$ を、約 $120^\circ \sim 130^\circ$ に設定している。従って、シールリング(72a)を用いた場合、分流通路(80)の下部には、より大きな流入口(81)が形成される。

【0091】一方、図10に示す他のシールリング(72b)では、開口部(73b)の開口角度 $\alpha$ を $180^\circ$ に設定している。つまり、シールリング(72b)全体を半円環状に形成している。従って、このシールリング(72b)を用いた場合、分流通路(80)の下半分が開口し、流入口(81)は更に大きくなる。

【0092】そのため、液冷媒(L)の流入量が多い場合等に、十分な量の液冷媒(L)を各流路(A, A, ...)に流入させることができる。

【0093】このように、切り取り部分の大きさを変更することにより、開口部(73)の面積を容易に設定することができる。従って、分流通路(80)に流入する気液二相状態の熱交換流体の流量、気相と液相との割合、気相及び液相の密度等の物性値、その他の流入状態に応じて、流入口(81)の大きさを自由に設定することができる。

#### 【0094】

【発明の実施の形態3】実施形態3に係る熱交換器は、実施形態1の熱交換器(50)において、シールリング(72)の形状を変更したものである。具体的には、シールリ

グ(72)の開口部(73)の形状を変更したものであり、開口部(73)を貫通孔である小孔(82)で形成したものである。

【0095】図11(a)及び(b)に示すように、実施形態3においては、シールリング(72c)は、円環の下端部に一つの小孔(82)が設けられたシール部材から構成されている。実施形態1と同様、シールリング(72c)の側面、つまり、伝熱プレートと接触する面は、平面状に形成されている。シールリング(72c)の幅は、伝熱プレートの積層間隔に等しい。シールリング(72c)の内径は、伝熱プレートの第1開口(61)の直径と等しい。

【0096】小孔(82)は、直径が一定の細長円孔である。言い換えると、小孔(82)は、直径が一定の円筒状の中空部を形成している。図11(b)に示すように、この小孔(82)は、シールリング(72c)の幅方向に関して、シールリング(72c)の中央部に位置している。

【0097】実施形態1と同様、シールリング(72c)の内側には、分流通路(80)が形成されている。一方、シールリング(72c)の外側には、冷媒流路(A)が形成されている。

【0098】図11(b)に示すように、シールリング(72c)の下端部に設けられた小孔(82)は、シールリング(72c)の内面と外面との間を貫き、分流通路(80)と冷媒流路(A)とを連通している。つまり、この小孔(82)は、冷媒を分流通路(80)から冷媒流路(A)へ流入させる流入口(81)を形成している。

【0099】以上の構成により、実施形態3の熱交換器においても、実施形態1の熱交換器と同様の効果が得られる。

【0100】更に、実施形態3のシールリング(72c)は、構造が堅固であり変形しにくい効果を有する。

#### 【0101】一変形例一

実施形態3の熱交換器においても、小孔(82)の形状、大きさ、または数を変更することにより、熱交換流体の流入状態に応じた流入口(81)を構成することができる。以下に、種々の変形例を説明する。

#### 【0102】一変形例1一

変形例1のシールリング(72d)は、小孔(82)の形状を変更したものである。

【0103】図12(a)及び(b)に示すように、変形例1の小孔(82d)は、シールリング(72d)の半径方向外向きに向かうにつれて直径が大きくなっている円孔である。言い換えると、小孔(82d)は、円錐台状の中空部を形成している。

【0104】小孔(82d)の上記形状により、分流通路(80)から冷媒流路(A)へ向かうにつれて、通過断面積が徐々に大きくなる流入口(81)が形成されている。そのため、流入口(81)を通過し、冷媒流路(A)に流入する際の冷媒の急膨張が緩和される。その結果、冷媒は、冷媒流路(A)に流入しやすくなり、各冷媒流路(A, A, ...)への分

## 【0105】-変形例2-

変形例2のシールリング(72e)は、小孔(82)の数を変更したものである。

【0106】図13に示すように、変形例2のシールリング(72e)では、その下部に、小孔(82)が3個形成されている。小孔(82)の一つは、シールリング(72e)の下端部に設けられ、他の2つは、下端部に設けられた小孔(82)に対し、図13に示す左右方向に約60°の角度を存して形成されている。

## 【0107】-変形例3-

変形例3のシールリング(72f)も、小孔(82)の数を変更したものである。

【0108】図14に示すように、変形例3のシールリング(72f)では、その下部に、小孔(82)が2個形成されている。小孔(82)は、シールリング(72f)の軸心を通る仮想的な垂直軸(N-N)から、左右方向に約30°の角度を存して形成されている。

【0109】上記変形例2及び3では、複数の小孔(82)を通じて冷媒が分流されるので、分流が良好に行われる。

【0110】上記変形例2及び3では、それぞれの小孔(82)の形状及び大きさは等しい、しかし、それら形状及び大きさは、互いに異なってもよい。また、小孔(82)の数は2個または3個に限られず、4個以上であってもよい。小孔(82)を設ける位置も、分流通路(80)の下部である限り、上記位置に限定されるものでもない。

## 【0111】

【発明の実施の形態4】図15に示すように、実施形態4の熱交換器(50)は、分流通路(80)を熱交換器の上部に設けたものである。

【0112】実施形態4の熱交換器(50)の基本的な構成は、実施形態1の熱交換器(50)と同様である、従って、ここでは、実施形態1の熱交換器(50)と異なる部分について説明し、その他の構成についての説明は省略する。

【0113】実施形態4の熱交換器(50)では、図3に示す冷媒導出配管(76)を冷媒導入配管(75u)とし、冷媒導入配管(75)を冷媒導出配管(76l)としている。つまり、伝熱プレート(53)~(59)の第2開口(62)に対応する位置に冷媒導入配管(75u)を設け、第1開口(61)に対応する位置に冷媒導出配管(76l)を設けている。

【0114】実施形態4の熱交換器(50)では、第2開口(62)の周りにシールリング(72)を設けて、伝熱プレート(53)~(59)を積層している。従って、第2開口(62)部分に、実施形態1と同様の分流通路(80)が形成されている。なお、第1開口(61)部分には、シールリング(72)は設けていない。

【0115】以上のような構成により、実施形態4の熱交換器においても、液冷媒(L)はガス冷媒(G)の流れに乗りやすくなる。そのため、実施形態1と同様の効果が得られる。更に、実施形態4では、分流通路(80)から冷媒

流路(A)へ流入する冷媒は、流入口(81)を下方に向かって流れ、そのまま主流の流れ方向(下向き方向)を変えずに冷媒流路(A)を流通する。従って、分流通路(80)から冷媒流路(A)への冷媒の流れがスムーズになり、圧力損失が低減されると共に、分配が一層良好に行われる。

## 【0116】

【発明の効果】以上のように、本発明によれば、以下のような効果が発揮される。

【0117】請求項1に記載の発明によれば、分流通路の下部に設けられた流入口付近には液状流体が位置し、ガス状流体は液状流体の上部に位置する。そのため、流入口から離れた位置にあるガス状流体は、液状流体を伴って流入口に流れ込みやすくなる。その結果、液状流体はガス状流体の流れに乗りやすくなるので、各流路に流入しやすく、分流性能が向上する。

【0118】請求項2に記載の発明によれば、液状流体が貯まりやすい底部に流入口が設けられるので、流入口付近には、常に液状流体が存在する。そのため、液状流体を確実にガス状流体の流れに乗せることができ、各流路に流れ込みやすくなることができる。その結果、分流性能が向上する。

【0119】請求項3に記載の発明によれば、分流通路の下部の領域のすべてが流入口となり、流入口の面積を大きく確保することができる。その結果、流体を各流路に流れ込みやすくなることができる、分流性能を向上することができる。

【0120】請求項4に記載の発明によれば、流体を複数の箇所から各流路に流入させることができ、分流性能が向上する。

【0121】請求項5に記載の発明によれば、流路に流入する際の流体の急膨張が緩和される。そのため、流入口を通過する際の流体の流れがスムーズとなり、流体は各流路に流入しやすくなる。その結果、分流性能が向上するとともに、流体の圧力損失が減少する。

【0122】請求項6に記載の発明によれば、分流通路の下部に流入口が設けられたプレート式熱交換器を実現することができる。

【0123】請求項7に記載の発明によれば、仕切部材を挟むように伝熱プレートを積層するだけで、簡易かつ具体的に、分流通路を区画形成することができる。

【0124】請求項8に記載の発明によれば、具体的な構成によって、仕切部材を得ることができる。

【0125】請求項9に記載の発明によれば、簡易かつ具体的な構成によって、流入口を構成することができる。

【0126】請求項10に記載の発明によれば、簡易かつ具体的な構成によって、流入口を構成することができる。

【0127】請求項11に記載の発明によれば、請求項1~10に記載の熱交換器を、いわゆるダイナミック式

氷蓄熱装置の過冷却熱交換器として用いることとなり、効率の良い製氷動作が可能となる。

【0128】請求項12に記載の発明によれば、流入口を downward に通過した流体が、主流の方向を変化させることなく、各流路を流通するので、流体の流れがスムーズになる。その結果、分流性能を向上することができると共に、流入口を通過した後の圧力損失を低減することが可能となる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】氷蓄熱式空調装置の回路図である。

【図2】水循環回路の回路図である。

【図3】過冷却熱交換器の分解斜視図である。

【図4】第1タイプの伝熱プレートの正面図である。

【図5】第2タイプの伝熱プレートの正面図である。

【図6】シールリングの斜視図である。

【図7】過冷却熱交換器の縦断面図である。

【図8】図6のX-X線断面図である。

【図9】シールリングの正面図である。

【図10】シールリングの正面図である。

【図11】(a)はシールリングの正面図であり、

(b)はその底面図である。

【図12】(a)はシールリングの正面図であり、(b)はその底面図である。

【図13】シールリングの正面図である。

【図14】シールリングの正面図である。

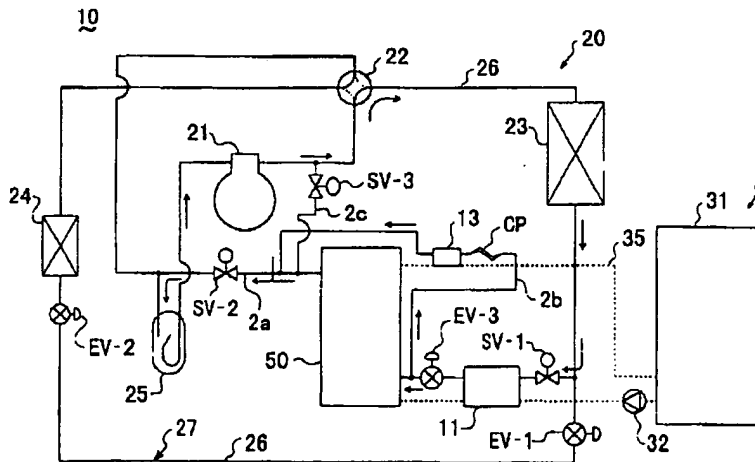
【図15】過冷却熱交換器の縦断面図である。

【図16】従来のプレート式熱交換器の縦断面図である。

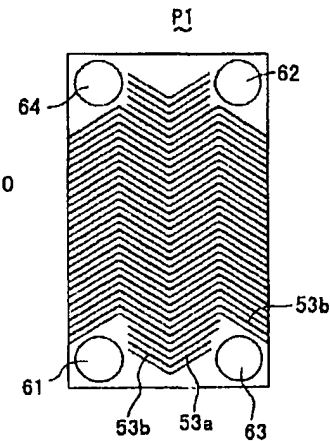
#### 【符号の説明】

- |    |           |        |
|----|-----------|--------|
| 10 | (53)~(59) | 伝熱プレート |
|    | (72)      | シールリング |
|    | (73)      | 開口部    |
|    | (75)      | 冷媒導入配管 |
|    | (80)      | 分流通路   |
|    | (81)      | 流入口    |
|    | (82)      | 小孔     |
|    | (A)       | 冷媒流路   |
|    | (B)       | 水流路    |
|    | (G)       | ガス冷媒   |
| 20 | (L)       | 液冷媒    |

【図1】



【図4】



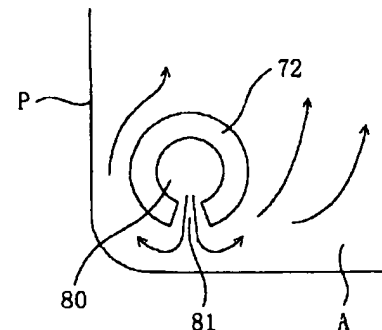
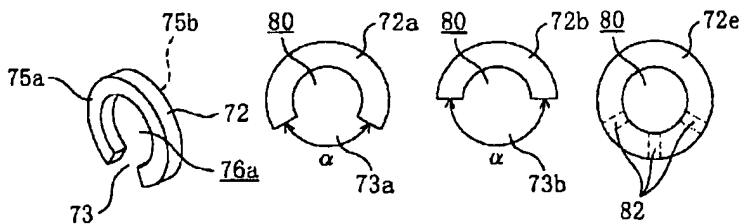
【図8】

【図6】

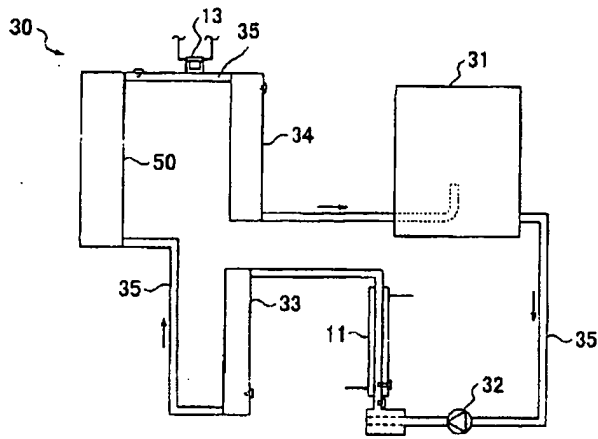
【図9】

【図10】

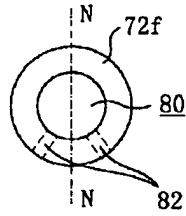
【図13】



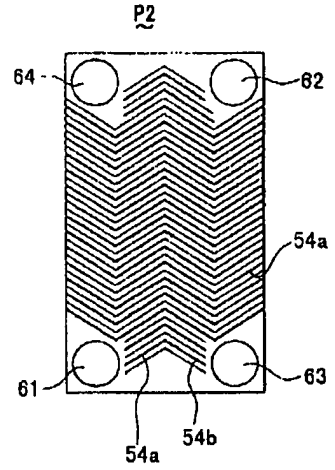
【図2】



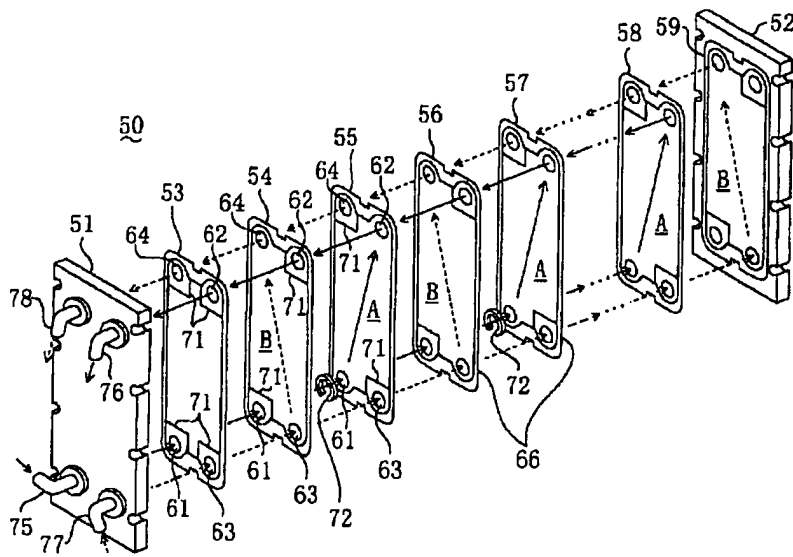
【図14】



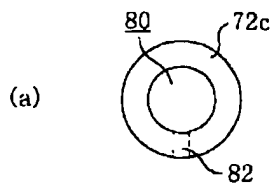
【図5】



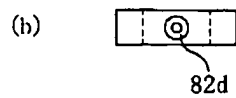
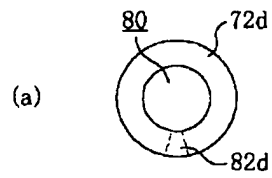
【図3】



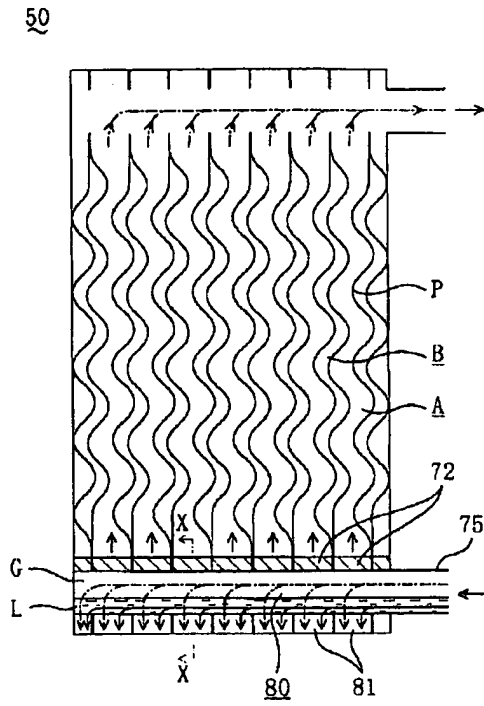
【図11】



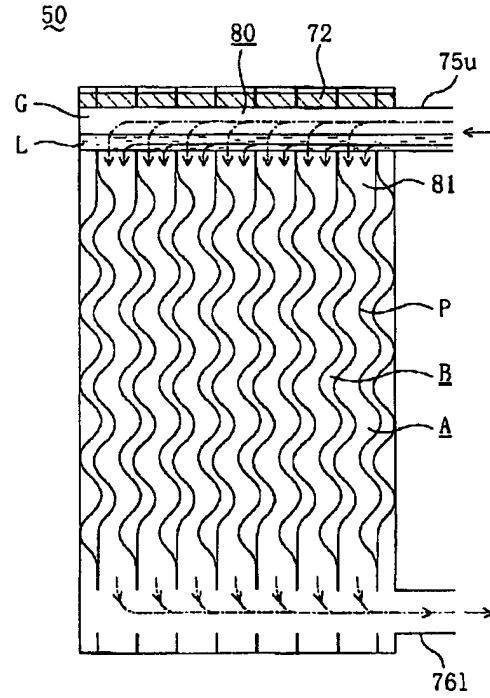
【図12】



【図7】



【図15】



【図16】

